

TREBALL FI DE GRAU

Grau en Enginyeria Mecànica

**DISSENY DE MECANISME D'EXTRACCIÓ DE CADIRA DE
PERSONA AMB MOBILITAT REDUÏDA PER AUTOMÒBILS**



Memòria i Annexos

Autor: Gerard Giménez Mateo
Director: Jesús Petreñas
Convocatòria: Octubre 2018

Resum

En una societat tant avançada tecnològicament com la nostra les persones amb mobilitat reduïda mereixen gaudir de la mateixa llibertat de moviments i comoditats que les altres. Un fet tan simple com entrar i sortir del cotxe de forma autònoma per una persona amb mobilitat reduïda pot suposar tot un repte. El mecanisme dissenyat en aquest treball satisfà aquesta necessitat i permet que aquestes persones puguin guardar una cadira de rodes al cotxe quan pugen, i extreure-la quan baixen, sense cap esforç ni ajuda.

El funcionament es basa en que la cadira i el mecanisme plegats en un cofre al sostre de l'automòbil es desplacen i despleguen mitjançant un motor i diversos elements mecànics fins a col·locar-se a l'alçada de la persona amb mobilitat reduïda que condueix el vehicle, aquest procés es duu a terme de forma inversa en el guardat.

El present treball consisteix en el disseny del mecanisme, això inclou la descripció dels seus elements, els càlculs, dimensionament, materials, anàlisi econòmica i mediambiental.

Resumen

En una societat tan avançada tecnològicament com la nostra les persones amb mobilitat reduïda mereixen gaudir de la mateixa llibertat de moviments i comoditats que els demés. Un fet tan senzill com entrar i sortir del cotxe de forma autònoma per a una persona amb mobilitat reduïda pot ser un repte complicat. El mecanisme dissenyat en aquest treball satisfà aquesta necessitat i permet que aquestes persones puguin guardar una cadira de rodes al cotxe quan suben i extraure-la quan baixen sense cap esforç ni ajuda.

El funcionament es basa en que la cadira i el mecanisme plegats en un cofre al sostre del cotxe es desplacen i despleguen mitjançant un motor i diferents elements mecànics fins a col·locar-se a l'alçada de la persona amb mobilitat reduïda que condueix el vehicle, aquest procés es porta a terme de forma inversa en el guardat.

El present treball consisteix en el disseny del mecanisme, això inclou la descripció dels seus elements, els càlculs, dimensionament, materials, anàlisi econòmic i mediambiental.

Abstract

In a technologically advanced society like ours, people with reduced mobility deserve to enjoy the same freedom of movement and comfort as the others. An everyday fact, how to enter and leave the car autonomously for a person with reduced mobility can be a challenge. The mechanism designed in this work satisfies this need and allows these people to keep a wheelchair in the car when they go up and pull it out when they go down without any effort or help.

The operation is based on the fact that the chair and the mechanism folded in a coffer on the roof of the car move and unfold through a motor and several mechanical elements until it is placed at the height of the person with reduced mobility that drives the vehicle, this process is carried out inverse in the saved one.

The present work consists in the design of the mechanism, this includes the description of its elements, the calculations, dimensioning, materials, economic and environmental analysis.



Agraïments

El present projecte l'agraeixo en primer lloc als meus pares, per la inversió financera que han fet i el suport moral que m'han donat durant aquests anys d'universitat i durant la confecció del treball. En segon lloc agraeixo al meu tutor la idea del projecte i els consells rebuts, així com a altres professors dels departaments de màquines, mecanismes, materials, resistència i estructures, per la resolució de dubtes. I finalment agrair els consells d'amics, companys de carrera i companys de feina, moltes gràcies a tots.

Índex

RESUM	I
RESUMEN	II
ABSTRACT	III
AGRAÏMENTS	IV
1. INTRODUCCIÓ	7
2. CONTEXT I ESTUDI DE MERCAT	9
3. ALTERNATIVES DE DISSENY I REQUERIMENTS	10
4. NORMATIVES APLICADES AL DISSENY	13
5. DESCRIPCIÓ I CÀLCULS DELS ELEMENTS DEL MECANISME	15
5.1. Garfi de càrrega.....	15
5.2. Cables d'acer i rodets	18
5.3. Eix ascensor	20
5.4. Motorreductor moviment d'ascens	26
5.5. Actuador lineal - dau lliscant – biela – manovella.....	30
5.6. Estructura	34
5.7. Coberta solar.....	44
5.8. Descripció dels moviments del mecanisme.....	46
6. SELECCIÓ DE MATERIALS	48
7. ANÀLISI DE L'IMPACTE AMBIENTAL	53
CONCLUSIONS	54
BIBLIOGRAFIA	56
ANNEX A: CATÀLEGS I DOCUMENTS DE SUPORT	59
ANNEX B: PRESSUPOST	64
ANNEX C: PLÀNOLS	67

1. Introducció

L'origen del treball es troba en el moment de que es planteja el repte, un cop acabades les assignatures de la carrera i alhora immers en la cerca i posterior incorporació al mercat laboral de l'enginyeria, de realitzar un treball de fi de grau que consisteixi en un mecanisme relacionat amb un vehicle (cotxe, tren, bici...). Els vehicles des de la infància han estat per mi quelcom d'interès i sempre m'han despertat curiositat i fascinació, conjunts de mecanismes més o menys complexes que es regeixen per les lleis de la física i que faciliten la vida de les persones donant-los llibertat a través del seu moviment. A partir d'aquí i en constatar que cap de les propostes de treballs hi estaven relacionades i que no tenia clar de la pluja d'idees quin mecanisme seria una bona opció per materialitzar-lo en un treball de fi de grau vaig contactar amb diversos professors del departament d'enginyeria mecànica de l'escola.

En un d'aquests contactes el ara director del treball Jesús Petreñas em va suggerir la idea d'un mecanisme que ell havia vist en un garatge un dia qualsevol que guardava i extreia una cadira de rodes del sostre d'un cotxe. Em va explicar que la major part del mecanisme quedava ocult per una tapa i només es visualitzava un desplaçament de translació sobre el sostre i un descens d'un garfi amb cables que recollia la cadira. Em va comentar que no coneixia exactament el funcionament donat que eren moviments que es podien fer amb diferents tipus de mecanismes.

La seva descripció em va causar molta motivació, interès i curiositat, ja que apart del motivant disseny del mecanisme que pressuposava que posaria en pràctica coneixements de les assignatures que més m'atreien de la carrera, aquest tenia un vessant social i solidària, unint aquesta idea llibertat que sempre m'havien transmès els vehicles amb un ànim de donar igualtat d'oportunitats de gaudir-ne a persones que pels motius que siguin tenen dificultats. I em vaig decidir per tirar endavant amb la proposta.

Després d'una recerca vaig trobar un mecanisme al mercat que s'ajustava molt a la descripció del meu director. Aquest mecanisme es el Chair Topper de BraunAbility []



ChairTopper BraunAbility

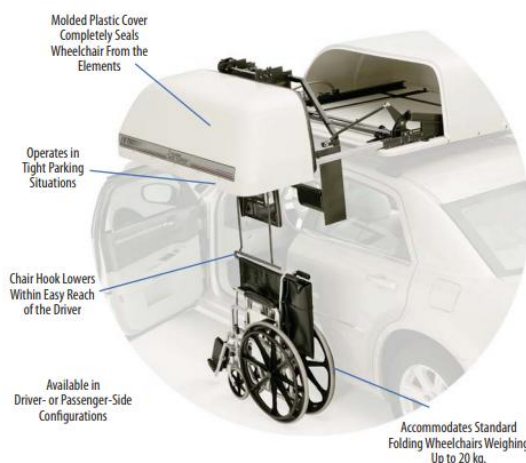
L'objectiu general del treball consistirà doncs en dissenyar a nivell d'estudiant un mecanisme que ha de complir amb la funció guardar i extreure una cadira de persona amb mobilitat reduïda d'un cotxe millorant parts i característiques i oferint alternatives al mecanisme existent. Els objectius i premisses que sobre les quals es fonamentarà la recerca i confecció s'enunciaran en els propers apartats. Queda fora de l'abast del treball la part electrònica, ens centrarem en la part mecànica.

2. Context i estudi de mercat

Primer de tot vaig fer una anàlisi de mercat i vaig trobar un model, com s'ha explicat en el darrer apartat. Llavors a nivell d'estudiant que finalitza la seva carrera vaig concloure que no podia competir a nivell de qualitat en aspectes com l'estètica o eficiència amb el model existent al mercat però si podia fer un intent de millorar lleugerament la relació qualitat/preu, o si més no, mantenir-la propera.



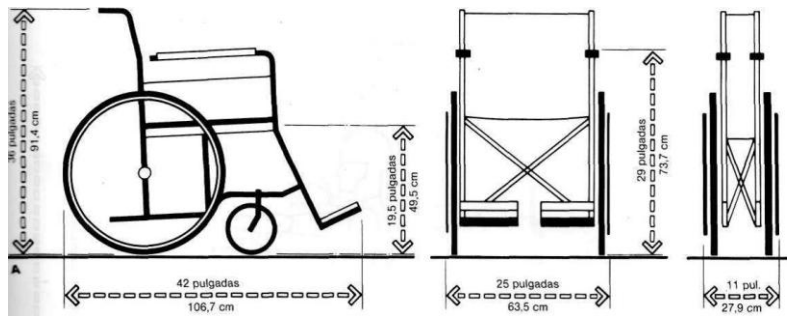
Per fer efectiu aquest propòsit de competir en relació qualitat/preu em vaig plantejar fer un disseny que sense disminuir les prestacions en excés fos el màxim de senzill i econòmic possible. Com a fites factibles em vaig marcar per competir en qualitat disminuir els 30 segons del procés i disminuir els 60kg de pes del mecanisme del mercat. I per competir en preu utilitzar elements estructurals i mecànics el més econòmics possibles, mantenint la seva resistència i bon funcionament.



ChairTopper BraunAbility

3. Alternatives de disseny i requeriments

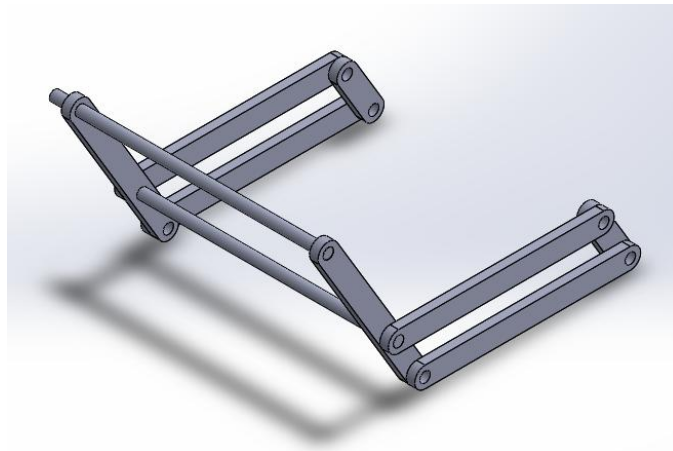
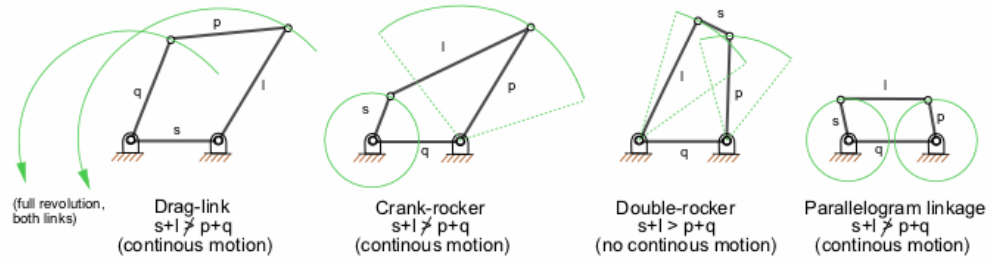
Després d'establir el model de referència toca concretar quins submecanismes integraran el meu disseny. Per fer-ho es parteix de que els 20kg de pes de la cadira i com aquest es desplaça són els factors bàsics a partir dels quals s'han d'escollir i dimensionar els elements del mecanisme.



Basant-nos en aquesta idea vaig començar per l'element encarregat de subjectar la cadira i elevar-la. En aquí hi havia poques alternatives possibles donat que la solució del producte del mercat aprofitava el plec de la tela per enganxar la cadira a un garfi, una solució senzilla i molt efectiva. S'ha intentat però arrodonir al màxim la forma d'aquest garfi per evitar concentració de tensions i s'ha escollit un material lleuger com l'alumini dotant-lo d'un diàmetre suficient com perquè les tensions i els desplaçaments siguin assumibles com es veurà més endavant.

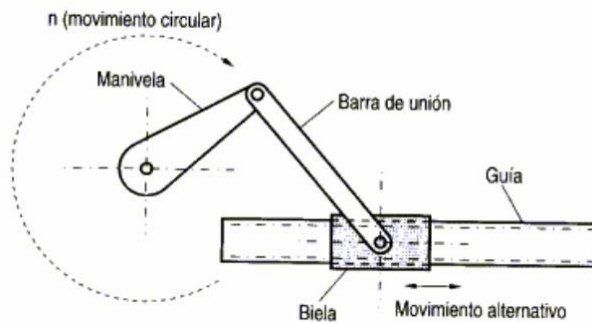
En el moviment d'ascens el model de BraunAbility utilitza dos cadenes les quals tiren del garfi amb la cadira per dotar-la de major estabilitat i aquesta s'eleva. Per tant s'intueix que aquestes cadenes s'enrotllen. No s'ha aconseguit saber com s'apilen aquestes cadenes o de quin mecanisme es tracta. Així doncs, i de forma alternativa s'ha plantejat un disseny més senzill, resistent i econòmic, que es basa en dos cables d'acer, dos rodets i un motor que, com que la tensió de la bateria del cotxe és de 12V, aquest també ho serà.

Un cop la cadira està elevada el model de referència tampoc deixa entreveure exactament quin mecanisme utilitza per rotar-la, però en el moviment de translació si es visualitza que utilitza guies de baixa fricció. En aquest moviment de translació i rotació és on se'm van plantejar diversos camins. Un dels que va prendre força inicialment va ser el mecanisme de quatre barres o quadrilàter articulat. És un mecanisme format per 3 barres mòbils i una quarta fixa, que seria el sostre del vehicle.



Aquest mecanisme ens solucionava el moviment d'avanç i rotació d'una forma innovadora respecte al model de BraunAbility, però va la idea va quedar descartada quan es va constatar que les barres havien de tenir unes dimensions que elevaven massa la cadira sobre el sostre del cotxe. A més, aquesta solució plantejava la necessitat d'un altre mecanisme per obrir la coberta, a diferència del model de referència, que la coberta està dividida en dos parts i es trasllada juntament amb el mecanisme i la cadira linealment sense necessitat d'un mecanisme extra d'obertura.

Per aquestes raons aquesta idea va quedar descartada. Aprofitant la idea de traslladar la carcassa juntament amb el mecanisme, es va optar per la utilització d'un mecanisme de dau lliscant – biela –manovella, i el corresponent actuador lineal que empenyés tot el sistema. En aquest mecanisme, suportat per una estructura, un bastidor o carro amb rodes es desplaça damunt d'ella linealment per acció de l'actuador. Alhora el dau lliscant connectat al carro per la biela segueix el mateix moviment fins que l'extensió de la biela i un topall el detenen. Llavors es produeix un moment sobre la base rotatòria del bastidor que fa les vegades de manovella.



L'elecció del bastidor sobre rodes enlloc de la guies de baixa fricció esdevé doncs una idea innovadora i econòmica que marca una diferència substancial amb el mecanisme del mercat. Comporta a més, el disseny d'una estructura que suporti el pes de la cadira en voladís. Llavors es va donar la solució de l'elecció de perfils d'alumini estructural, que a priori son rígids resistent i lleugers, i per tant resulten ser una alternativa competitiva.

Les dimensions del mecanisme apart de basar-se en criteris de resistència i seguretat, s'adaptaran a la cadira i al propi cotxe, i estaran subjectes a la normativa vigent com s'explicarà a continuació.

Finalment, una millora en l'àmbit de la sostenibilitat rau en l'incorporació a la idea de coberta del mecanisme de BraunAbility d'un panell solar que proporcioni energia mecànica i fer-lo independent de la bateria del cotxe en la mesura del que sigui possible.

REQUERIMENTS DEL DISSENY

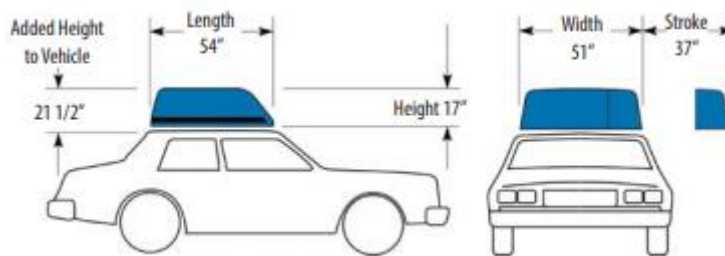
- Motor de 12V acord amb la bateria
- Panell solar coberta 12V i potència suficient per abastir el motor
- Alleugerir el pes no arribant als 75 kg de massa comptant la cadira
- Disminuir el temps de 30s dels procés de extracció i guardat
- Complir les normes de seguretat
- Disminuir el preu baixant dels 5000€

4. Normatives aplicades al disseny

La normativa que afecta al mecanisme és assimilable a la d'una càrrega al sostre d'un cotxe, i aquesta la trobem a l'article 15 del Reglament General de Circulació[]

En amplada mirem de que segons la normativa el mecanisme no sobresurti d'un cotxe estret perquè si no sobresurt d'un estret no ho farà de cap.

En alçada mirem que l'alçada del mecanisme sumada a la del cotxe no superi els límits de la normativa, si no supera els límits amb un cotxe alt, amb qualsevol altre tampoc.



ChairTopper BraunAbility

Les dimensions exactes complint la normativa es troben especificades als plànols.

Aspectes a tenir en compte en el disseny marcats per la normativa són:

- La càrrega ha d'anar col·locada de manera que no pugui caure, desplaçar-se, comprometre l'estabilitat del vehicle, produir molèsties o pols.
- Tampoc pot tapar els dispositius lluminosos del cotxe, plaques o qualsevol altra senyalització obligatòria.
- La càrrega pot sobresortir per la part posterior fins a un 10% de la longitud del cotxe. En cas que sigui indivisible pot arribar al 15%.
- En vehicles particulars no pot sobresortir pels costats.

El pes de la càrrega no pots superar la massa màxima autoritzada (MMA) que apareix a la fitxa tècnica del vehicle. En les nostres cas, ens hem proposat no superar els 70kg amb la cadira inclosa, pes assumible per quasi tots els tipus de vehicles

5. Descripció i càlculs dels elements del mecanisme

En el successius subapartats es farà una descripció en detall de cadascun dels elements que integren el mecanisme i els seus respectius moviments. L'ordre en el qual s'esmentaran és el mateix ordre que s'ha requerit seguir per efectuar el disseny complet del mecanisme, donat que la configuració de cada element condiciona la del següent.

Així doncs es parteix de la situació de guardat de la cadira, començant per l'ascens, rotació i desplaçament lineal damunt del sostre del cotxe fins a la seva posició de repòs.

5.1. Garfi de càrrega

El garfi de càrrega és el primer element que entra en contacte amb la cadira de rodes. La seva funció és recollir la cadira i suportar-ne el seu pes.

S'ha dissenyat un tub d'acer de secció circular de 26 mm de diàmetre, 515 mm de longitud i ocupant una alçada de 175 mm. En la definició de les dimensions i l'elecció material ha influït l'estalvi del mateix i alhora obtenir un factor de seguretat determinat de resistència a la deformació plàstica i la ruptura.

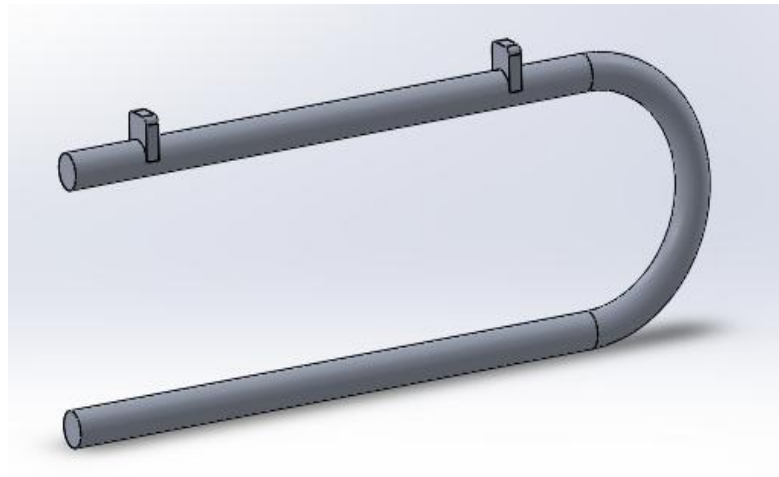


Figura 5.1. Garfi de càrrega. Modelat amb *Solidworks*

El pes de la cadira és el producte de la seva massa per la gravetat i suposem que distribueix uniformement al llarg de la part inferior de tub del garfi de càrrega. Aquest fet es deu a que la tela de la part del seient de la cadira de rodes esdevé la part de contacte.

$$F = m \cdot g$$

$$m = 20\text{kg}; g = 9,81\text{ m/s}^2$$

$$F = m \cdot g = 20 \cdot 9,81 = 196,2\text{ N}$$

(Eq. 5.1)

El criteri de resistència que apliquem és el criteri de Von Mises:

$$\sigma_{VM\text{ màx}} \leq \frac{\sigma_y}{FS}$$

(Eq. 5.2)

Segons aquest criteri la tensió de la secció de l'element que suporta un major esforç no pot superar la tensió de límit elàstic del material tenint en compte un factor de seguretat que hem establert en x.

Així doncs mitjançant l'eina de simulació de Solidworks s'han obtingut els resultats següents:

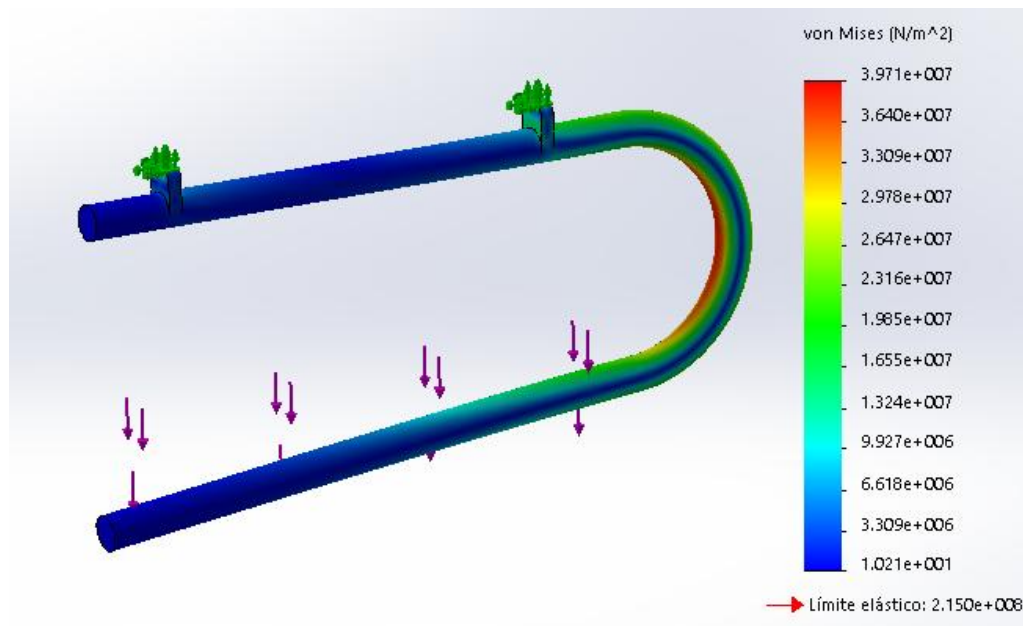


Figura 5.2. Garfi de càrrega. Anàlisi de tensions amb *Solidworks Simulation*

De l'anàlisi de tensions de la imatge se n'extreu que la zona de majors tensions es troba en l'arc del garfi que ja s'ha dissenyat el més arrodonidament possible per evitar concentracions de tensions. I sobretot es conclou que la màxima tensió a la qual està sotmès el garfi en aquesta zona no supera en cap cas el límit elàstic i obtenim un factor de seguretat de 4,8. Per tant l'element ni es trencarà ni es deformarà plàsticament.

$$\sigma_{VM \text{ màx}} = 3,971 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2; \sigma_{yp} = 2,15 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

$$3,971 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2 \leq \frac{2,15 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2}{FS}$$

$$FS = 5,4$$

En la següent figura procedim a analitzar el desplaçaments en el garfi de càrrega:

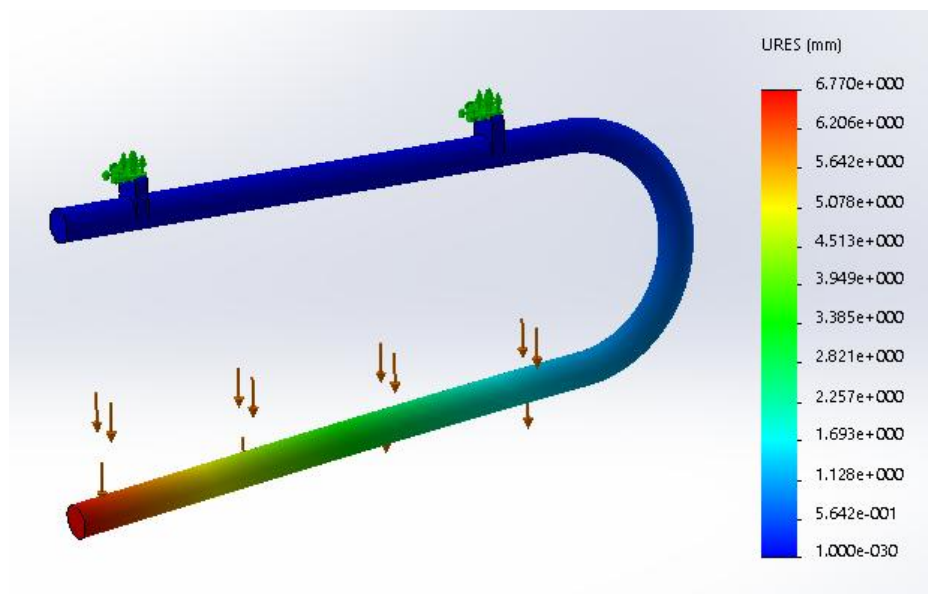


Figura 5.3. Anàlisi de desplaçaments amb *Solidworks Simulation*

S'observa que el desplaçaments es concentren en la part del tub en contacte amb la cadira i que són màxims en l'extrem per l'augment del moment efectuat en assimilar-se a una càrrega en voladís. No obstant aquest desplaçaments són molt petits i com a màxim de 6,77 mm la qual cosa no té cap incidència en la correcta subjecció i elevació de la cadira.

5.2. Cables d'acer i rodets

Els següents elements del mecanisme que intervenen en el moviment d'ascens són els cables que subjecten el garfi i el rodets sobre els quals s'enrotllen per tal que la cadira pugi fins al sostre de l'automòbil.

El factor principal que determinarà l'elecció dels cables serà el pes de la cadira que anteriorment hem estimat en 196,2 N. Per tant, els cables escollits hauran de resistir aquesta càrrega. S'ha decidit que siguin dos els cables perquè el moviment d'ascens es produeixi de forma estable. Per tant, cada cable haurà suportar la meitat de la càrrega de la cadira, és a dir, 98,1 N cadascun.

Després de fer una cerca entre els proveïdors de cables i analitzar-ne les característiques s'ha arribat a la idea de que els cables haurien de ser similars als utilitzats en el sector de la mineria, on s'eleven carregues amb cables que s'enrotllen en rodets. Aquests cables d'extracció són d'acer galvanitzat, es comercialitzen en diferents diàmetres i els menys gruixuts suporten amb escreix el pes de la nostra cadira. [1]

Cal tenir en compte que els cables d'acer apart de trobar-se en diferents diàmetres es classifiquen segons la seva composició i consideracions que determinen la seva resposta.

Com es pot veure en la següent imatge la composició dels cables d'acer consta de fils, grups de fils, que són els torons, i l'ànima, que és l'eix al voltant del qual s'enrotllen els torons.

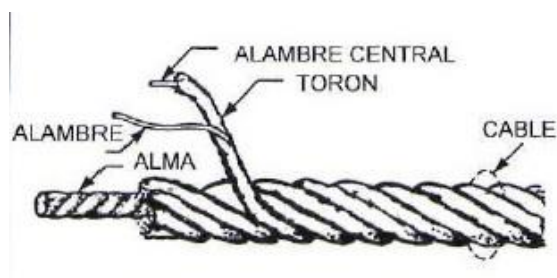


Figura 5.4. Composició cable d'acer (Font:[1])

Les consideracions més rellevants dels cables apart de la resistència a ruptura són: la resistència a la fatiga, per flexió del cable en enrotllar-se sobre el rodet, i la resistència a la abrasió, per contacte del cable amb la superfície del rodet.

A continuació es mostra un gràfic on es veuen diferents tipus de cables i el seu comportament a fatiga i abrasió:

Havent tingut en compte totes les consideracions enumerades s'ha escollit un cable d'acer galvanitzat de 5mm de diàmetre i 6 torons del tipus 37.

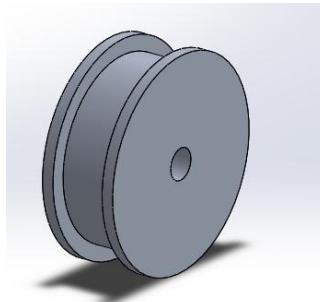
Aquest tipus de cables d'acer són els més utilitzats per elevació de pesos no massa considerables i són els que tenen diàmetres més petits. A més, mostren un comportament mitjanament satisfactori tant a fatiga o com a abrasió. La importància de la reducció de diàmetre es farà evident més endavant, ja que existeix una relació directament proporcional entre cables i rodets, i ens interessa com ja s'ha explicat minimitzar la massa del mecanisme tant com es pugui.

Aquests cables suporten amb escreix la tensió a la que estan sotmesos

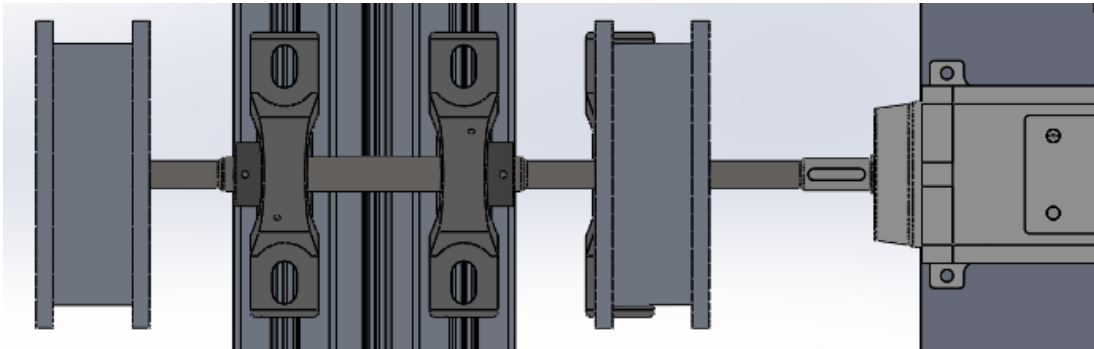


Cable acer cintatex

Els rodets han de tenir un diàmetre 24 vegades major que el diàmetre de cable.



5.3. Eix ascensor



$$P = (m_{cadira} + m_{garfi \ i \ cables}) \cdot g = (20 + 1,5) \cdot 9,81 = 211 \text{ N}$$

$$\frac{P}{2} = 105,5 \text{ N}$$

$$D_{gran} = 15 \text{ mm}$$

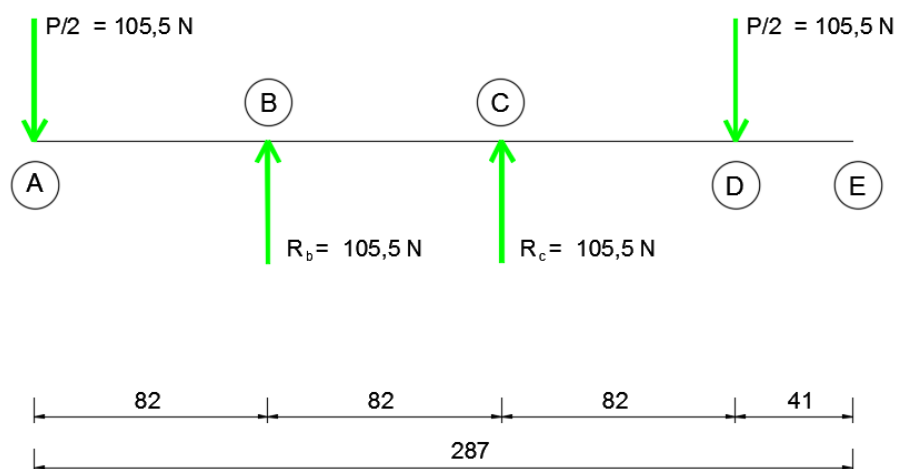
$$d_{petit} = 12 \text{ mm}$$

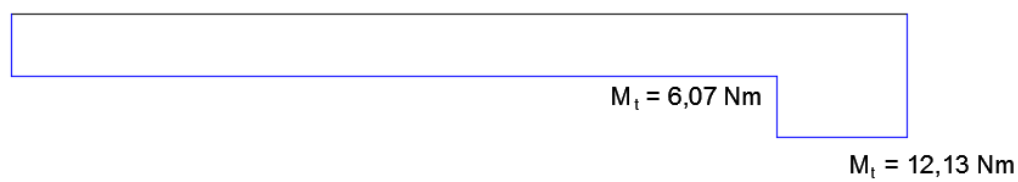
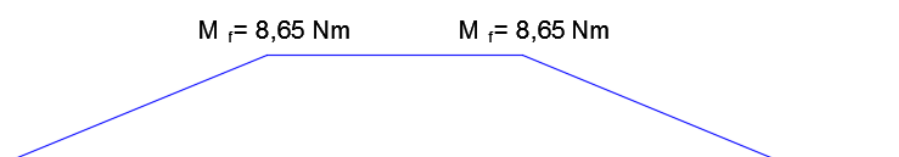
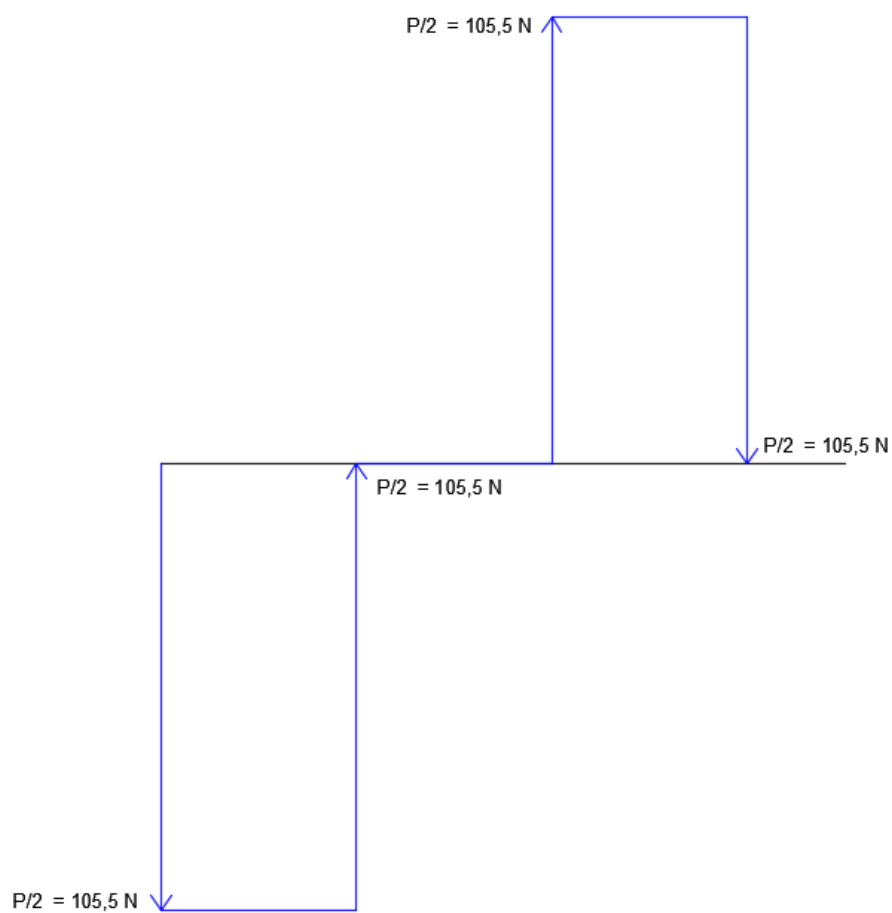
CÀLCUL DE VIDA A FATIGA EIX ASCENSOR

$$\sigma_F = 206 \text{ MPa}$$

$$\sigma_R = 510 \text{ MPa}$$

REACCIONS ALS RODAMENTS I DIAGRAMES





Les seccions crítiques son la B i la C.

Calculem els moments:

$$M_{fmax} = \frac{P}{2} \cdot d_{AB} = 105,5 \cdot 0,082 = 8,65 \text{ Nm}$$

$$M_{tmax} = \frac{P}{2} \cdot \frac{d_{rodet}}{2} = 105,5 \cdot \frac{0,115}{2} = 6,07 \text{ Nm}$$

Calculem les tensions:

$$\sigma_{màx flex} = \frac{M_f \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64}} = \frac{8,65 \cdot \frac{0,012}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot 0,012^4} = 50,99 \text{ MPa}$$

$$\tau_{màx tors} = \frac{M_t \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot d^4} = \frac{6,07 \cdot \frac{0,012}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot 0,012^4} = 17,89 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{50,99 - (-50,99)}{2} = 50,99 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{50,99 + (-50,99)}{2} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{17,89 - 17,89}{2} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{17,89 + 17,89}{2} = 17,89 \text{ MPa}$$

Apliquem Mohr i Von Mises:

$$\sigma_{1,2 m} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \tau_{xy}^2} = \frac{0 + 0}{2} \pm \sqrt{\frac{0 + 0}{2} + \tau_{xy}^2} = 0 \pm \sqrt{0^2 + 17,89^2}$$

$$\sigma_1 = 17,89 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -17,89 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq}^m = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} =$$

$$\sqrt{17,89^2 + (-17,89)^2 - 17,89 \cdot (-17,89)} = 30,99 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq}^a = 50,99 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq}^m = 30,99 \text{ MPa}$$

Els valors dels factors modificadors del límit a fatiga es troben l'Annex A.

Calculem la tensió de fatiga:

$$\sigma_f = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \frac{1}{k_f} \cdot \sigma_{f'}$$

$$k_a \Rightarrow \sigma_R = (510 \text{ MPa, mecanitzat}) = 0,77$$

$$k_b = 1 (\varnothing 12)$$

$$k_c = 1 (\text{esforç de flexió})$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 1$$

$$k_f = 1 + q (k_t - 1)$$

$$k_t \Rightarrow \left\{ \frac{D}{d} = \frac{12}{15} = 1,25; \frac{r}{d} = \frac{2}{12} = 0,17 \right\}; k_t = 1,45$$

$$q \Rightarrow \{r = 2; \sigma_R = 510\}; q = 0,76$$

$$k_f = 1 + 0,76 \cdot (1,45 - 1) = 1,342$$

$$\sigma_{f'} = 0,5 \cdot \sigma_R = 0,5 \cdot 510 = 255 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = 0,77 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,342} \cdot 255 = 146,3 \text{ MPa}$$

Apliquem Soderberg:

$$\sigma_m^s = \frac{\sigma_f}{\frac{\sigma_{eq}^a}{\sigma_m^m} + \frac{\sigma_f}{\sigma_F}} = \frac{146,3}{\frac{50,99}{30,99} + \frac{146,3}{206}} = 62,11 \text{ MPa}$$

Calculem el factor de seguretat:

$$FS = \frac{\sigma_m^s}{\sigma_{eq}^m} = \frac{62,11}{30,99}; \quad FS = 2 \Rightarrow \text{vida infinita}$$

L'eix tindrà una vida infinita amb un factor de seguretat de 2

5.4. Motorreductor moviment d'ascens

El motor ha de ser de 12 V donat que va connectat a la bateria del cotxe.

El parell que ens ha d'aportar haurà de ser com a mínim el necessari per vèncer el pes de la cadira i elevar-la considerant que el braç de palanca es el radi dels rodets que es munten sobre l'eix. L'eix del motor i l'eix ascensor tenen en els extrems mateix diàmetre de 12mm i van acoblats.

$$\begin{aligned} M_{motor} &= F \cdot r = (m_{cadira} + m_{garfi \text{ i cables}}) \cdot g \cdot r_{rodet} = \\ &= (20 + 1,5) \cdot 9,81 \cdot 0,0575 = 12,13 \text{ Nm} \end{aligned}$$

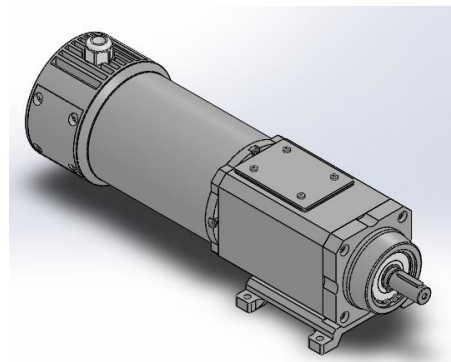
On F es el pes de la cadira i el garfi i r dels rodets.

S'ha imposat una velocitat d'ascens de la cadira de $v=0,3 \text{ m/s}$

$$\begin{aligned} \omega_{motor} &= \frac{v}{r} = \frac{0,3}{0,0575} = 5,21 \text{ rad/s} \\ 5,21 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot \frac{60\text{s}}{1 \text{ min}} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} &= 49,82 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$P_{motor} = M_{motor} \cdot \omega_{motor} = 12,13 \cdot 5,21 = 63,2 \text{ W}$$

Motorreductor coaxial d'engranatges PAC.

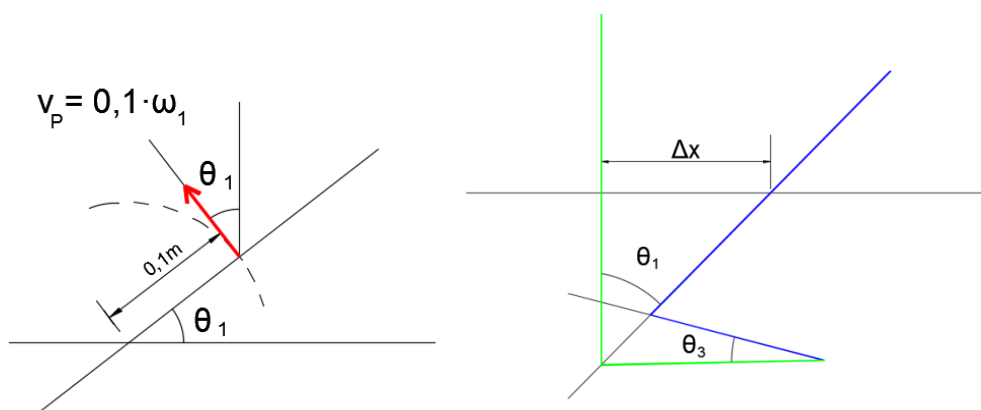
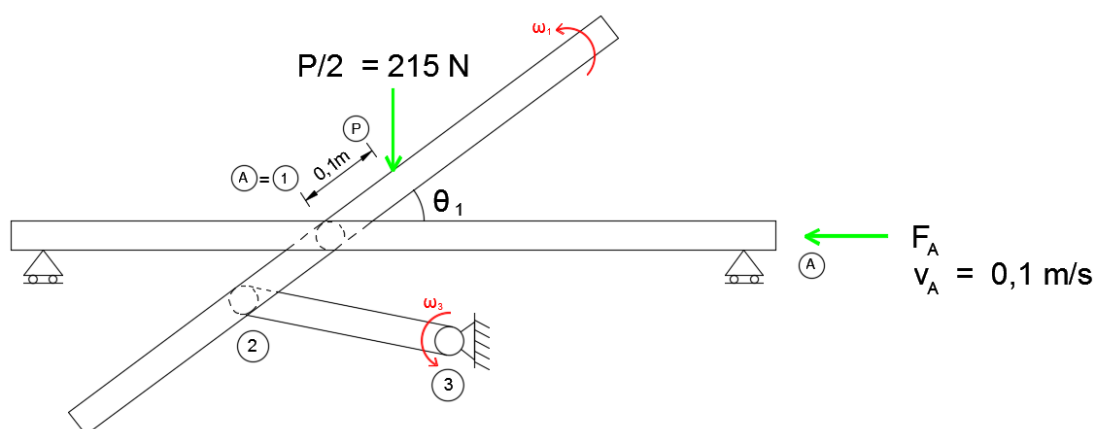
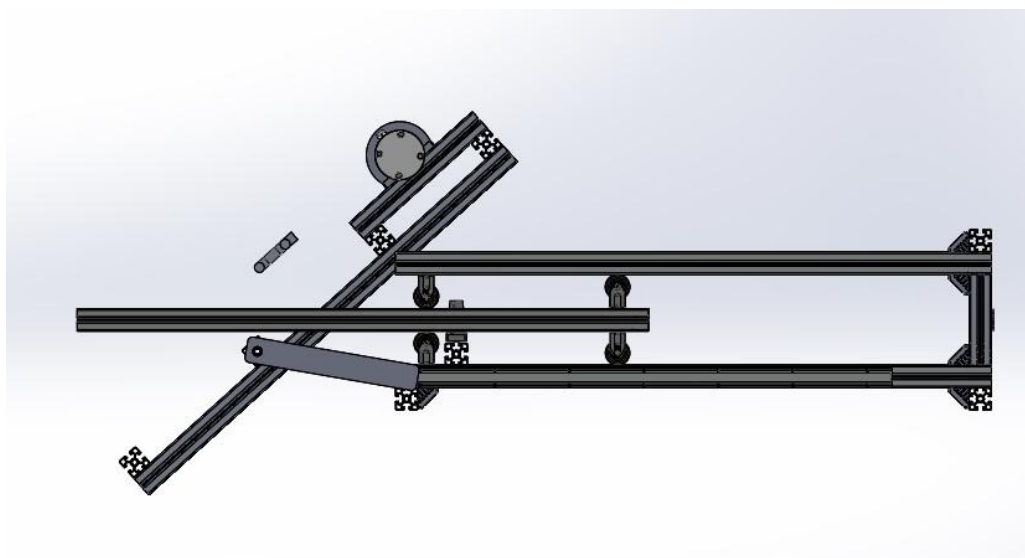


 PAC - 12MP4N 61.8 B3				
TYP Typ	PAC 12MP4N			
OPT Optionals	-			
RA Ratio	61.8	i		
CPL Coupling	B3			
APP Approval	-			
VLТ Voltage	12	V		
CRT Current	13	A		
AP Absorbed power	156	W		
DP Delivered power	112	W		
IRPM Input r.p.m.	3000	rpm		
ORPM Output r.p.m.	48.5	rpm		
RTO Rated torque	20	Nm		

L	363	mm	🔒
L1	333	mm	🔒
M	-	mm	🔒
N	64	mm	🔒
P	-	mm	🔒
Q	100	mm	🔒
R	100	mm	🔒
S	M5		🔒
T	13	mm	🔒
U	-	mm	🔒
V	38.5	mm	🔒
Y	21	mm	🔒
Y1	8.5	mm	🔒
W	1.5	mm	🔒
Z	60	mm	🔒
WEIGHT Weight	6.82	kg	🔒



5.5. Actuador lineal - dau lliscant – biela – manovella



Volem calcular la força que necessitem per empènyer el bastidor i dur a terme el moviment i poder determinar i dimensionar l'actuador lineal adient.

Pel principi del Treball Virtuals tenim:

$$\frac{F_A}{2} \times v_A + M_1 \times \omega_1 + F_P \times v_P + M_2 \times \omega_2 + M_3 \cdot \omega_3 = 0$$

$$\frac{F_A}{2} = \frac{P \times v_P}{v_A}$$

$$v_P = v_A + v_{P/A}$$

$$v_A = v_{Ax} i$$

$$v_{P/A} = -v_P \cdot \sin\Theta_1 i + v_P \cdot \cos\Theta_1 j$$

$$\Delta x = v_A \cdot t$$

$$v_A = 0,1 \frac{m}{s}$$

$$\omega_1 = \frac{\Delta\Theta_1}{\Delta t}$$

$$v_P = \omega_1 \cdot d_{1p}$$

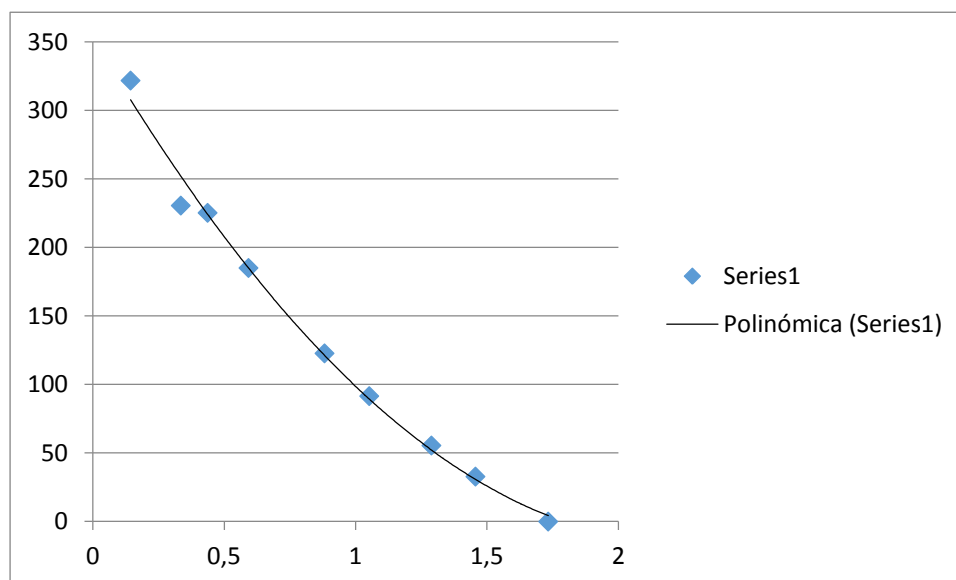
$$P = mg j$$

$$P \times v_P = mg j \times [v_{Ax} i + (-v_P \cdot \sin\Theta i + v_P \cdot \cos\Theta j)]$$

$$P \times v_P = mg j \times v_P \cdot \cos\Theta_1 j$$

t	Δx	$\Delta \theta$	$\Delta \theta$	ω	v_p	p·v	F_A
0,1439	0,01439	13,65	0,238	1,656	0,16555764	32,176307	321,76307
0,3351	0,03351	24,28	0,424	1,265	0,12645955	23,05476079	230,547608
0,4371	0,04371	34,04	0,594	1,359	0,13592086	22,52608197	225,26082
0,5928	0,05928	42,89	0,749	1,263	0,12627728	18,50370523	185,037052
0,8822	0,08822	57,08	0,996	1,129	0,11292609	12,27433159	122,743316
1,0524	0,10524	64,79	1,131	1,074	0,10744953	9,153350291	91,5335029
1,289	0,1289	73,9	1,290	1,001	0,10006193	5,549728055	55,4972806
1,4567	0,14567	80,16	1,399	0,960	0,09604283	3,282694084	32,8269408
1,7334	0,17334	90	1,571	0,906	0,09061938	1,11022E-15	1,1102E-14

Gràfic de força vs temps:

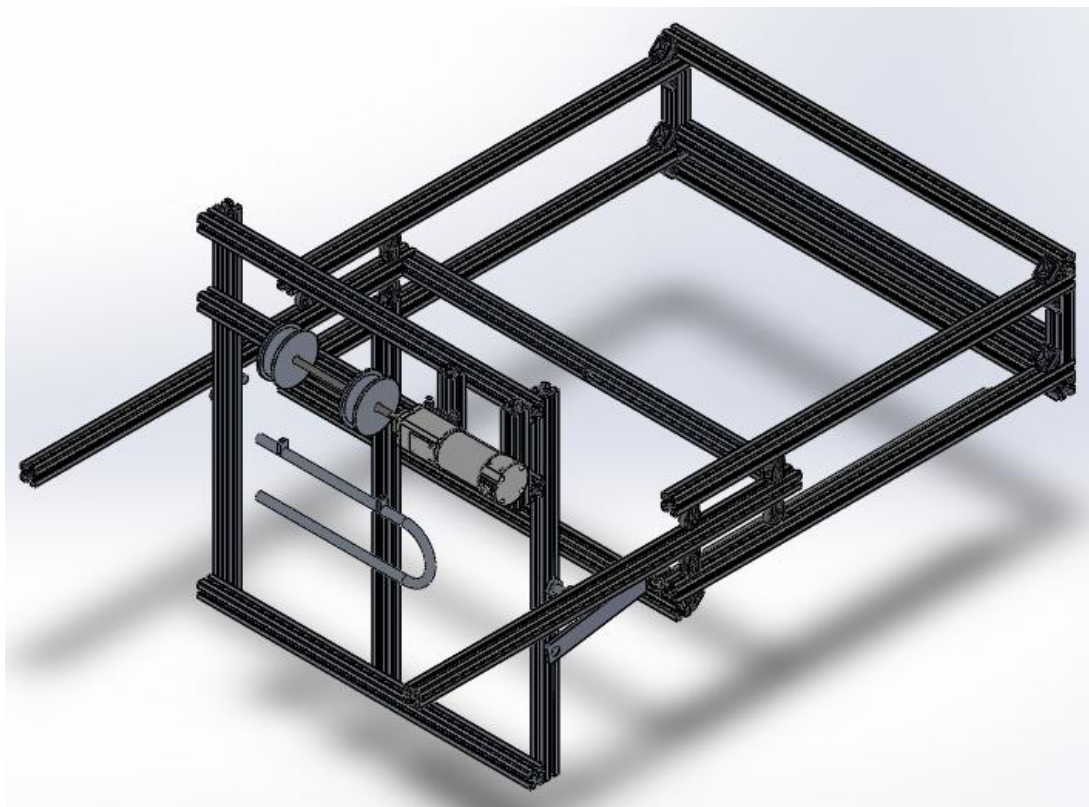


La força màxima la tenim a l'inici, escollim un actuador lineal de marca Festo que ens porti mínim 400N.



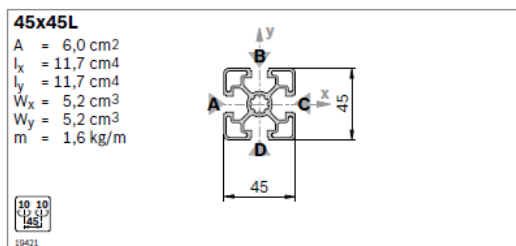
5.6. Estructura





L'estructura s'ha decidit que estigui formada per perfil perils d'alumini estructural de la marca Rexroth. Aquests elements són lleugers, rígids, resistents i econòmics com es demostrarà més endavant en l'apartat de selecció de materials.

Tot seguit tenim en les figures les característiques tècniques dels perfils que posteriorment s'utilitzaran per calcular-los i comprovar el seu correcte funcionament .



Tapa	Color	ESD	N.º
45x45 (1x)	Gris señales	100	3 842 548 752
45x45 (1x)	Negro	20	3 842 548 753

Material:

PP

Tapa con orificio	Color	ESD	N.º
45x45 (1x)	Gris señales	20	3 842 548 796
45x45 (1x)	Negro	20	3 842 548 797

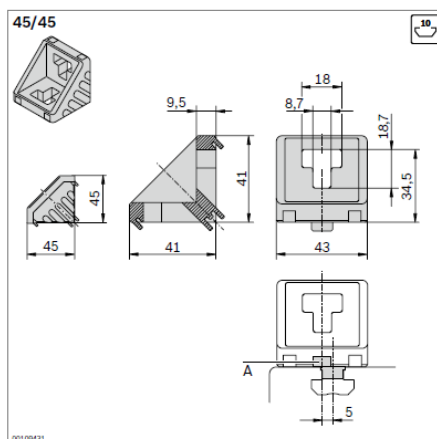
Material:

PP

45x45L	L (mm)	N.º
1 ud.	50 ... 5600	3 842 992 425 / L
1 ud. M12	60 ... 5600	3 842 992 426 / L
1 ud. M12	110 ... 5600	3 842 992 427 / L
1 ud. M12	D17	90 ... 5600 3 842 992 960 / L
1 ud. D9,8	D9,8	80 ... 5600 3 842 992 967 / L
1 ud. D17	D17	60 ... 5600 3 842 992 953 / L
1 ud. D17	D17	80 ... 5600 3 842 992 954 / L
1 ud. D17	D17V	80 ... 5600 3 842 992 956 / L
20 uds.	5600	3 842 511 702

Quick & Easy (pág. 2-8, véanse los desplegables)

45x45L	3 842 993 737 / ...
Longitud L (mm)	50 ... 5600
Mecanizado estándar de perfiles (observe la longitud mínima, pág. 2-25)	M12 / D9,8 / D17 / DB17 / F1 (A) ¹⁾
Mecanizado personalizado de perfiles ($L_{\max} = 4900 \text{ mm}$)	DI / DIS / MT / MTS / MI / MIS / DG ²⁾

¹⁾ En ranuras indicadas²⁾ $DG_{\max} = 45^\circ$; $L_{\min1} / L_{\min2} = 378 / 456 \text{ mm}$ 

45/45	Ranura	ESD	N.º	FS
Juego (estándar)	10 / 10	1	3 842 523 561	2xFS7
Juego designLINE	10 / 10	1	3 842 551 606	2xFS7
Escuadra (estándar)	10	100	3 842 523 558	
Tapa, gris señales		100	3 842 548 862	
Tapa, negro		100	3 842 548 863	
Taco guiado rebajado (A)	10	100	3 842 523 593	

Material:

Escuadra: fundición a presión de aluminio, pulida

Escuadra designLINE: lacada (RAL 9006)

Taco guiado rebajado: PA; negro

Tapa: PP

Material de fijación: acero, galvanizado

Volumen de suministro:

Juego incl. material de fijación (FS)

Modelo	F _{max}	M _{max}	M _{max}	M _{max}
45/45	3000 N	60 Nm	160 Nm	-



Perfiles de aluminio Bosch Rexroth

6061-T4 (SS)
6061-T6 (SS)
6063-O
6063-O, Barra extruida (SS)
6063-T1
6063-T4
6063-T5
6063-T6
6063-T6, Barra (SS)
6063-T83
7050-T73510
7050-T7351

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	69000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.33	N/D
Módulo cortante	25800	N/mm ²
Densidad de masa	2700	kg/m ³
Límite de tracción	170	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	90	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	2.34e-005	/K
Conductividad térmica	200	W/(m·K)
Calor específico	900	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

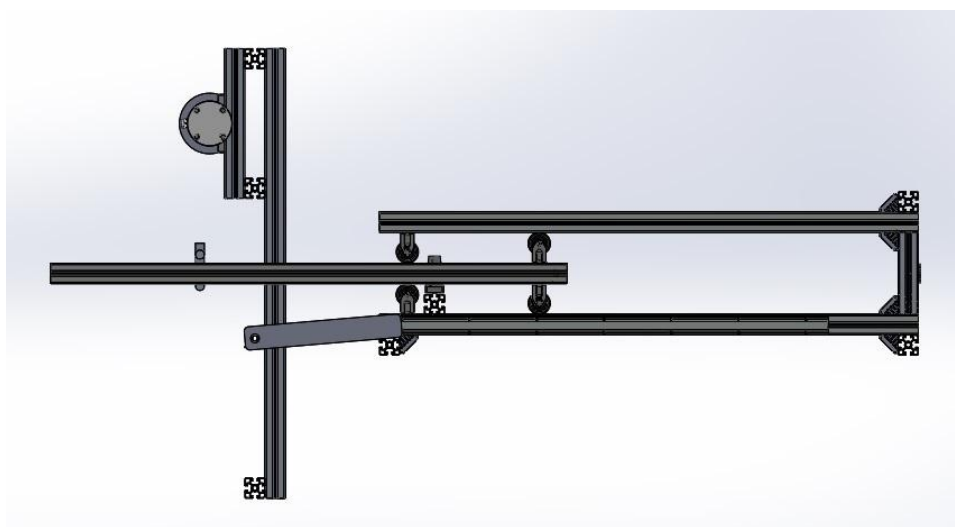
Càrrega que suporta l'estructura

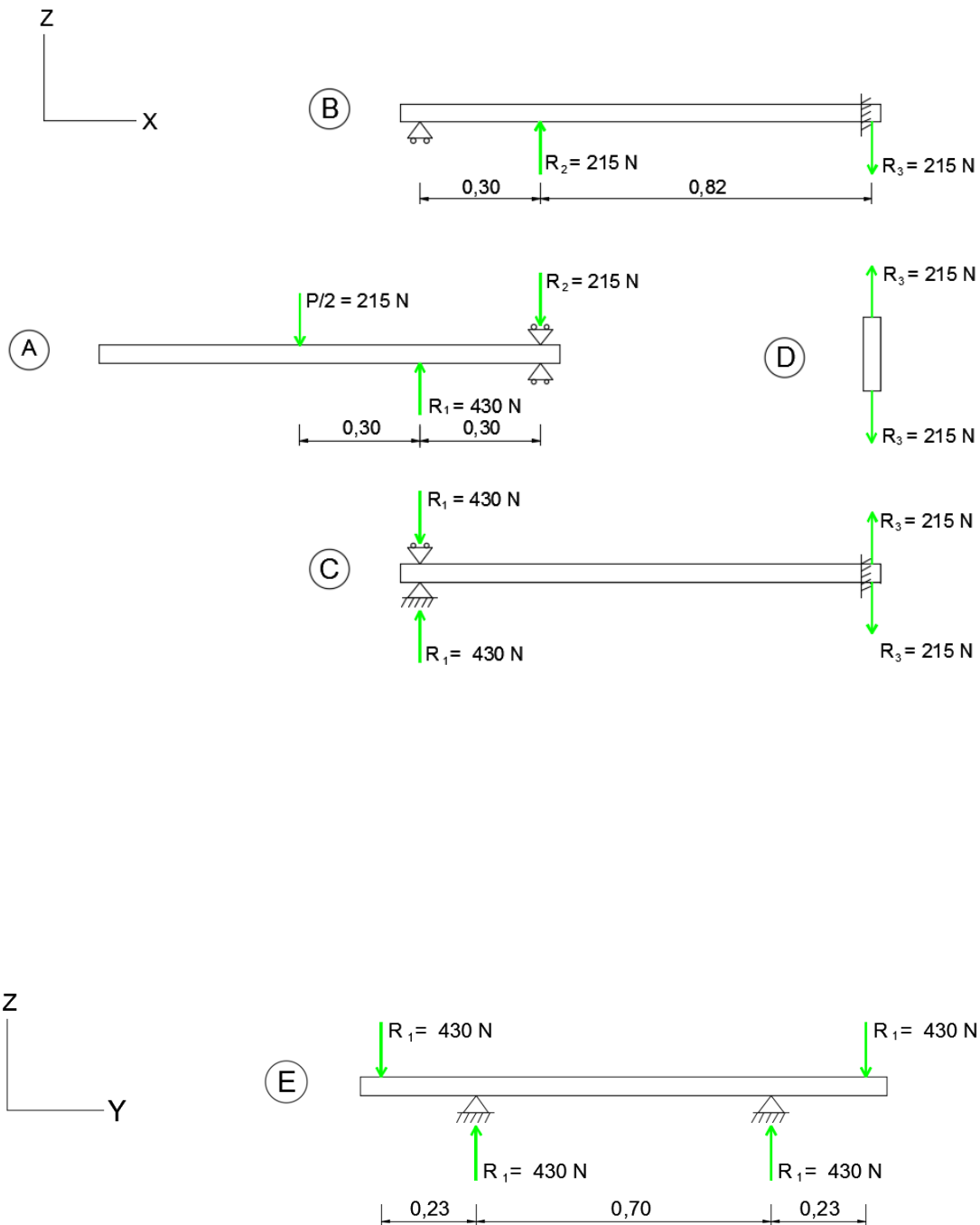
$$P_{a \text{ suportar}} = P_{\text{cadira}} + P_{\text{garfi i cables}} + P_{\text{motor}} + P_{\text{rodets}} + 7 \cdot P_{\text{perfil llarg}} + 4 \cdot P_{\text{perfil curt}} + P_{\text{eix}}$$

$$P_{a \text{ suportar}} = (20\text{kg} + 1,5\text{kg} + 6,8\text{kg} + 3\text{kg} + 7 \cdot 1,5\text{kg} + 4 \cdot 0,375\text{kg} + 0,5\text{kg}) \cdot 9,81 = 430\text{N}$$

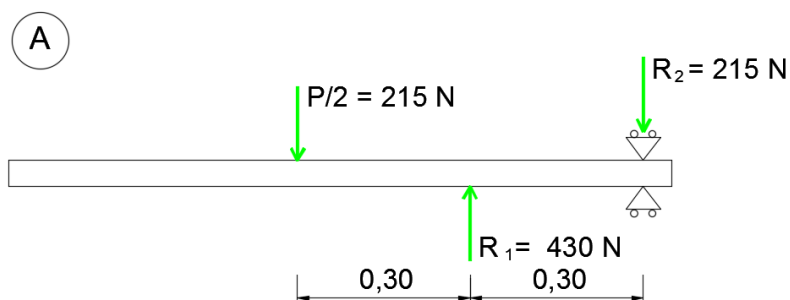
Cada lateral de l'estructura suporta:

$$P_{\text{lateral}} = \frac{P_{a \text{ suportar}}}{2} = 215 \text{ N}$$





A continuació es fa un justificació dels càlculs de cadascun dels perfils de l'estructura mostrant els corresponents diagrames d'esforços tallants i moments flectors realitzats amb Autocad.



$$F_{m\grave{a}x adm} = 3000 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0; -215 + R_1 - R_2 = 0;$$

$$\Sigma M_2 = 0; 215 \cdot 0,6 - R_1 \cdot 0,3 = 0;$$

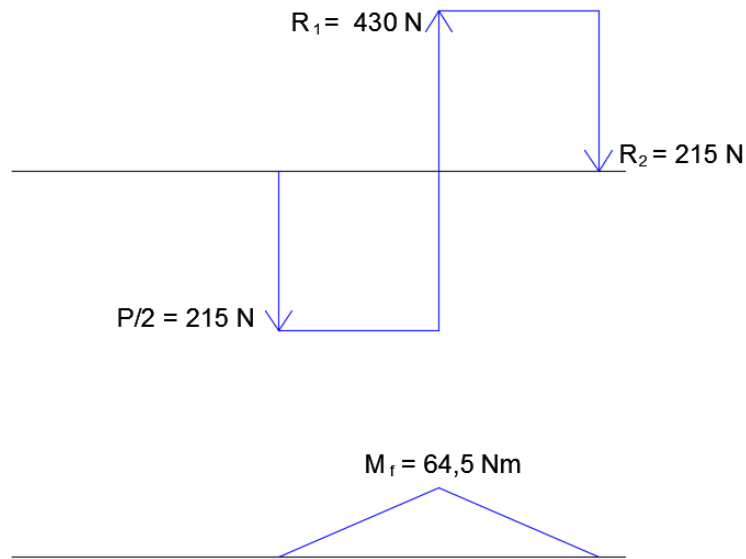
$$R_1 = 430 \text{ N}$$

$$R_2 = -215 + 430 = 215 \text{ N}$$

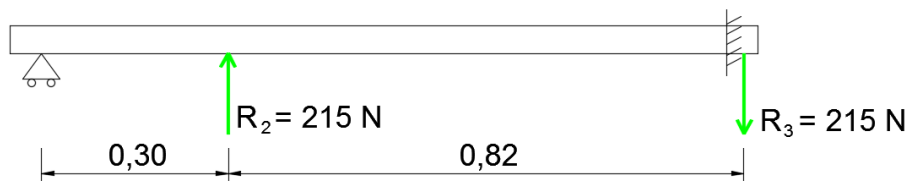
$$M_{f m\grave{a}x} = 215 \cdot 0,3 = 64,5 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{m\grave{a}x flex} = \frac{M_{f max}}{W} = \frac{64,5}{5,2 \cdot 10^{-6}} = 12,4 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{m\grave{a}x}} = \frac{90}{12,4} = 7,3$$



(B)



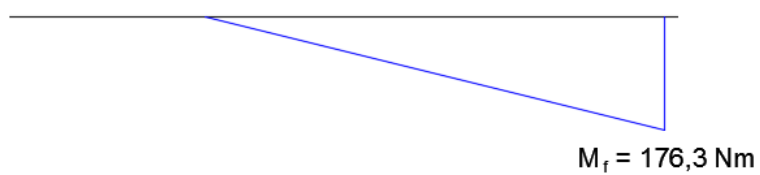
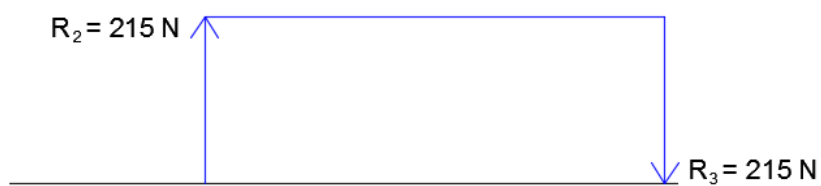
$$\Sigma F_y = 0; R_2 = R_3 = 215 \text{ N};$$

$$M_{f \text{ màx adm}} = 60 + 160 = 220 \text{ Nm}$$

$$M_{f \text{ màx}} = 215 \cdot 0,82 = 176,3 \text{ Nm} < M_{f \text{ màx adm}}$$

$$\sigma_{\text{màx flex}} = \frac{M_{f \text{ max}}}{W} = \frac{176,3}{5,2 \cdot 10^{-6}} = 33,9 \text{ MPa}$$

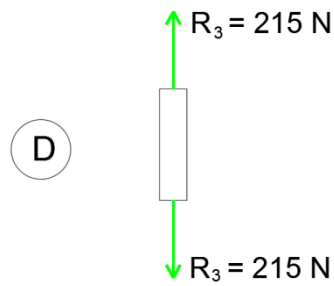
$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{\text{màx}}} = \frac{90}{33,9} = 2,7$$



$$F_{m\grave{a}x} = 3000 \text{ N}$$

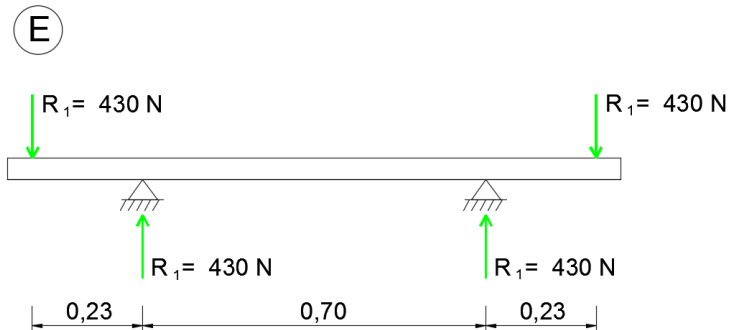
$$430 < F_{m\grave{a}x}$$

$$215 < F_{m\grave{a}x}$$



$$\sigma_t = 170 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{màx tracc}} = \frac{F}{A} = \frac{215}{5,2 \cdot 10^{-4}} = 0,41 \text{ MPa} < \sigma_t$$

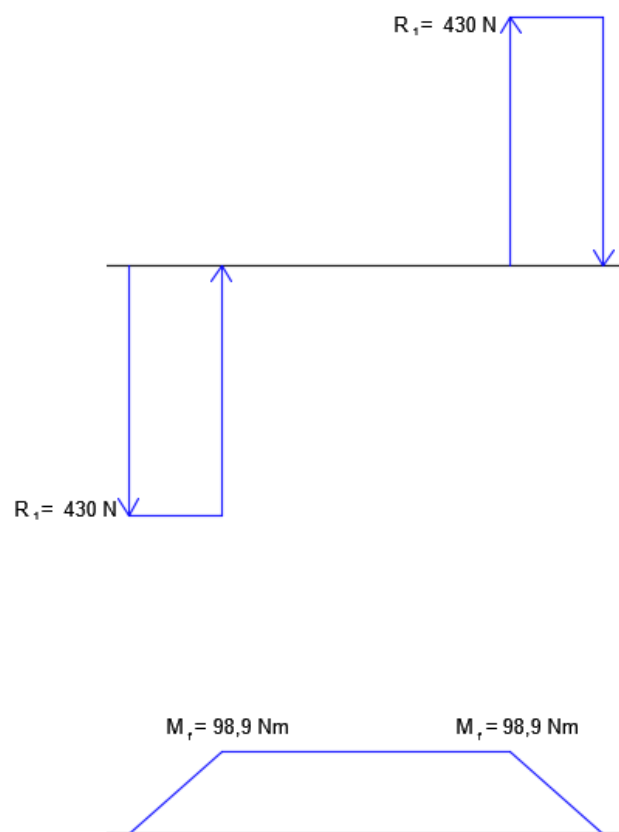


$$R_1 = 430 \text{ N}$$

$$M_{f \text{ màx}} = 430 \cdot 0,23 = 98,9 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{\text{màx flex}} = \frac{M_{f \text{ max}}}{W} = \frac{98,9}{5,2 \cdot 10^{-6}} = 19 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{\text{màx}}} = \frac{90}{19} = 4,7$$



5.7. Coberta solar

La coberta ha de complir unes condicions d'estanqueïtat i mantenir el mecanisme a resguard de les inclemències meteorològiques. A més, ha de resistir la força del vent quan el cotxe està en moviment i ha de ser alhora lleugera. S'ha escollit el polímer ABS com a material dels laterals i es justificarà en l'apartat de materials.



Assolint un dels objectius inicials i innovant respecte al Chair Topper de BraunAbility, s'ha pensat que la coberta incorpori un panell solar en la part superior. Això permet dotar d'autonomia energètica el mecanisme, ja que no depèn exclusivament de la bateria del cotxe, i el converteix en un mecanisme amb alt grau d'autosuficiència energètica, i en conseqüència sostenible.

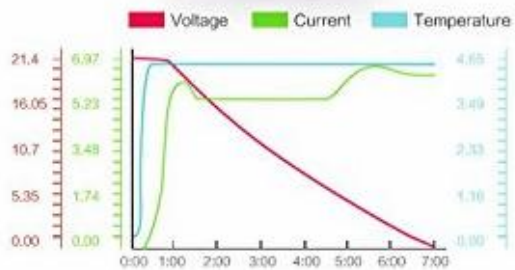
El panell solar proporciona una potència dient a les exigències i funciona 12V tal com el motor del mecanisme i la bateria del cotxe. Incorpora una bateria lleugera i es lleuger, econòmic i flexible, adaptant-se a la forma aerodinàmica de la coberta.

Giaride

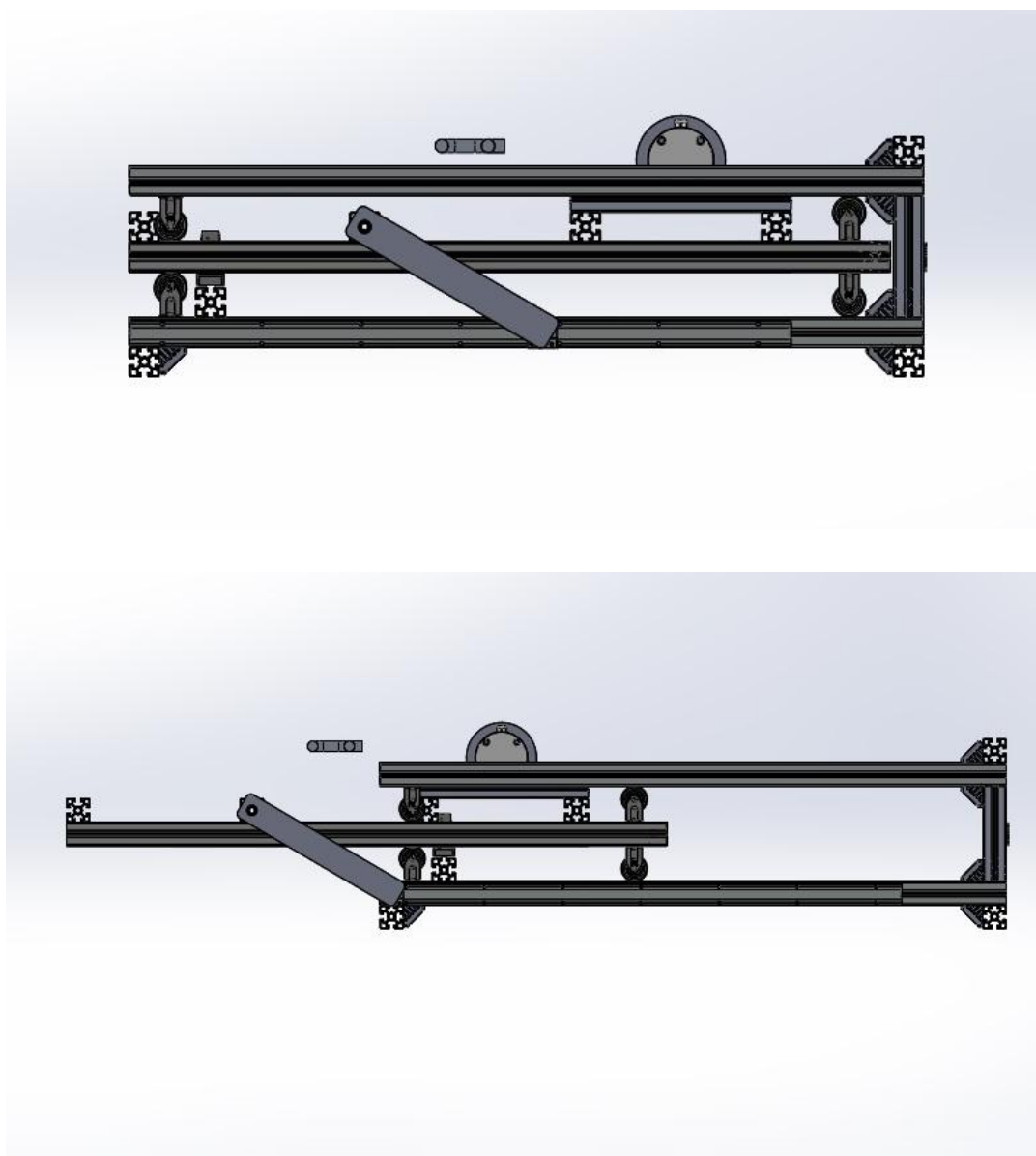
Specifications

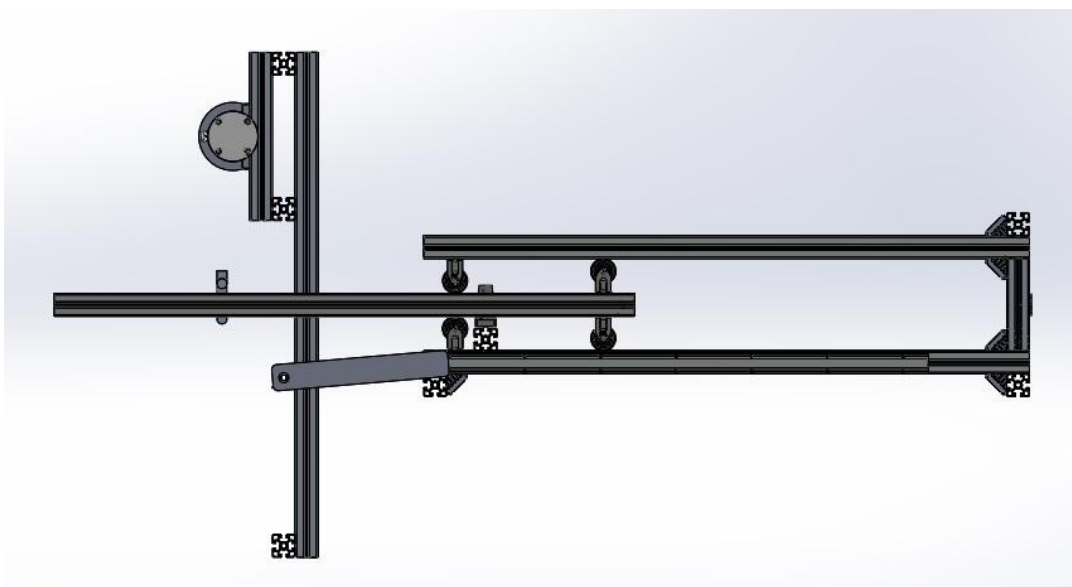
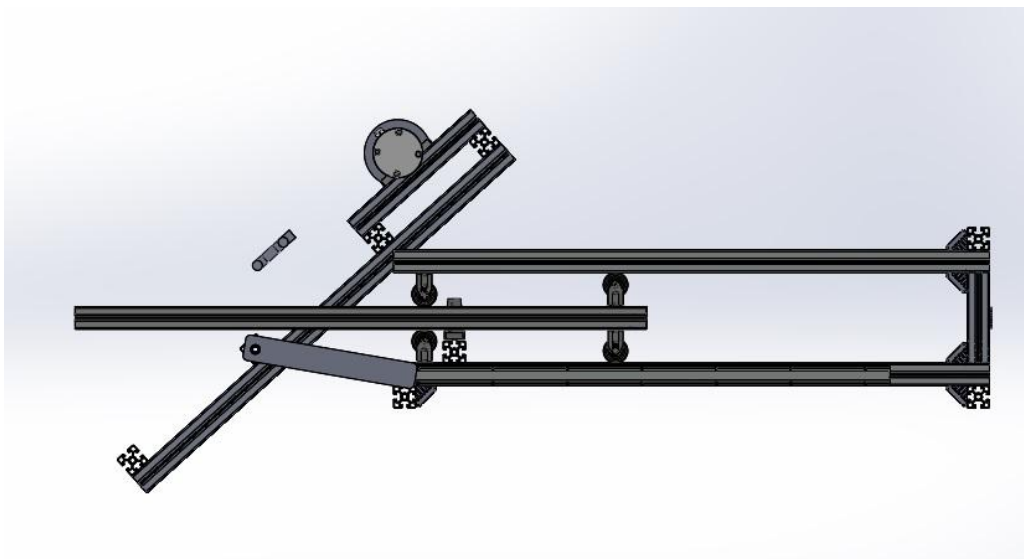
Maximum Power at STC(Pmax):	100W
Optimum Operating Voltage(Vmp):	18V±0.3V
Working Current(Imp):	5.56A±0.15A
Short Circuit Current(Isc):	5.8A±0.15A
Open Circuit Voltage(Voc):	20V±0.8V
Temperature Coefficient of the Voltage:	(0.065± 0.015)%/°C
Temperature Coefficient of Current:	-(160±10)mA/°C
The Temperature Coefficient of Power:	-(0.5±0.05)%/°C
Maximum system voltage:	1000V
Ambient Temperature:	-40 °C to 85°C (-40°F to 185°F)
Air Resistance:	50psf(2400 pascals)
Snow Resistance:	113psf(5400pascals)
Hail Impact:	25mm(1 inch) at 23m/s(52mph)
Net Weight:	1810g
Gross Weight:	2280g
Dimensions:	1050X540X2.5 mm(41.3X21.2X1 in)

STC: Irradiance 1000W/m², Temperature 25°C, Am=1.5



5.8. Descripció dels moviments del mecanisme

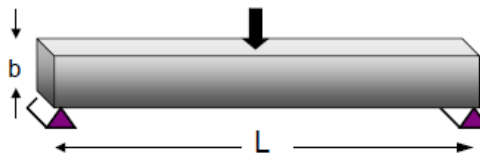




6. Selecció de materials

MATERIAL ESTRUCTURA

L'estructura està formada per perfils que com hem vist anteriorment estan sotmesos esforços de flexió i per tant han de ser rígids i resistents. Alhora volem que siguin lleugers i econòmics, per complir els requeriments de no sobrecarregar el cotxe i assolir un disseny de baix cost i competitiu.



Aïllant de les següents expressions la massa obtenim uns índexs de prestacions que combinen aquestes condicions i que ens portaran a escollir el millor material.

S: rigidesa; F: força; δ : deformació; I: segon moment d'inèrcia; m: massa; E: mòdul de Young ; σ_{yp} : límit elàstic;

$$S = \frac{F}{\delta}$$

$$S = \frac{F \cdot L^3}{C \cdot E \cdot I}$$

$$I = \frac{b^4}{12} ; A = b^2$$

$$m = A \cdot L \cdot \rho$$

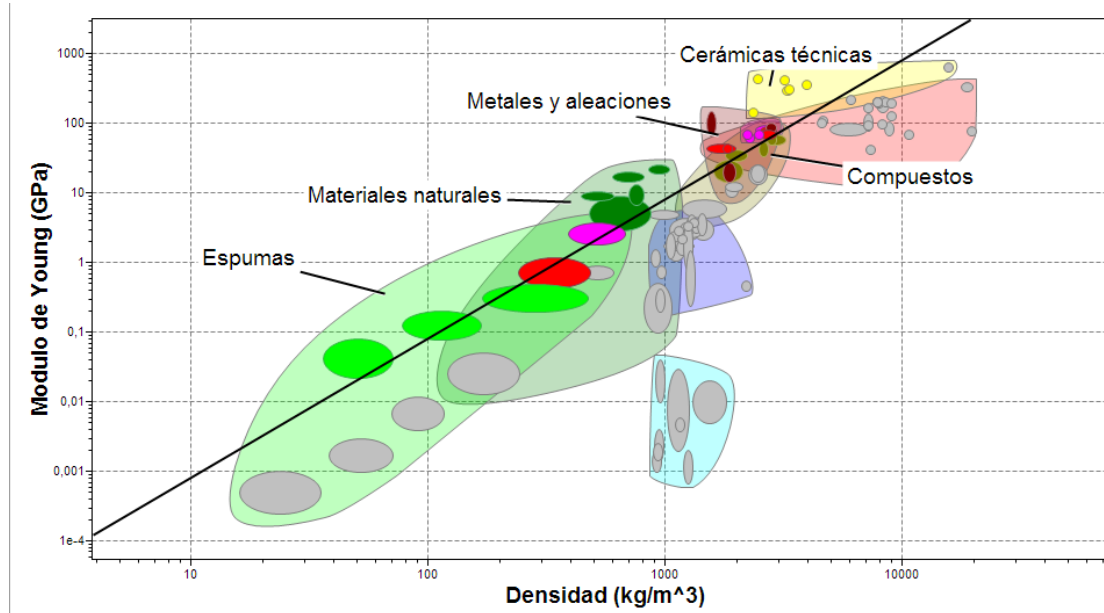
D'aquí obtenim el nostres índexs de prestacions per minimitzar massa i cost, i maximitzar rigidesa i resistència a la ruptura:

C: cost

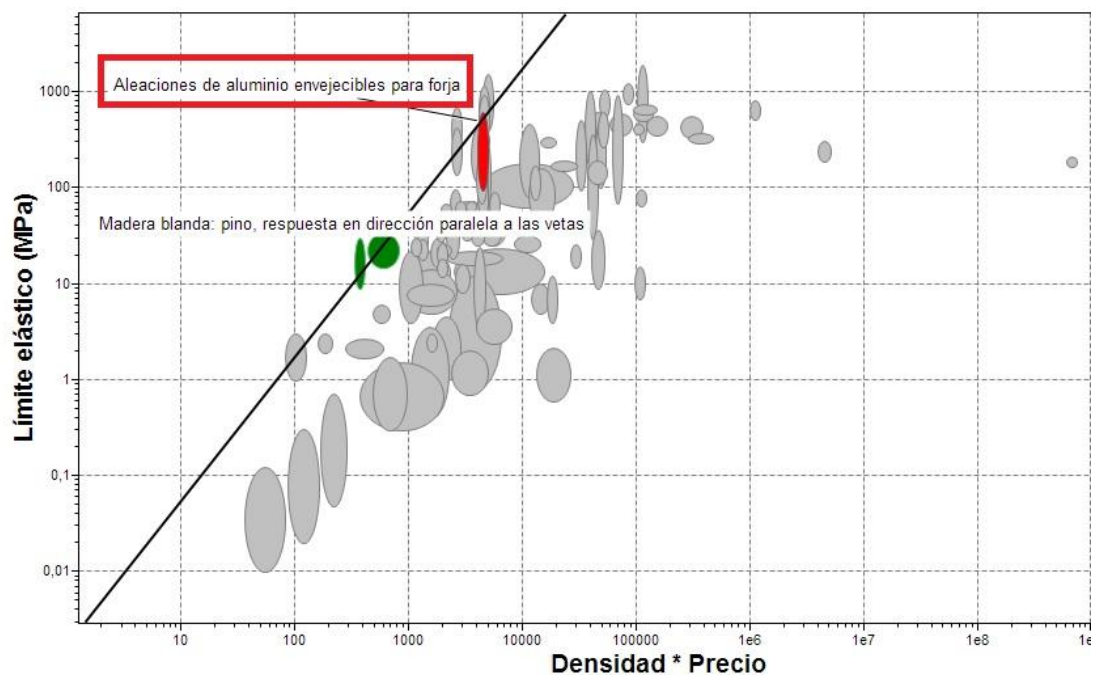
$$\frac{E^{1/2}}{\rho} \uparrow$$

$$\frac{\sigma^{2/3}}{\rho} \uparrow$$

Amb aquests índexs muntem els següents gràfics amb el software CES EduPack. Per logaritmes, el pendent de les rectes és l'invers de l'exponent de l'índex, és a dir 2 i 1,5. El gràfic representa un diagrama d'Ashby on per sobre de la recta queden els materials que compleixen millor les condicions que hem imposat.



De l'anterior gràfic obtenim una selecció preliminar que ens dona materials rígids i lleugers. En el següent gràfic superposem a l'anterior el segon índex de prestacions obtenim una selecció òptima:



En el gràfic s'observa com l'alumini és un dels millors materials per l'estructura del mecanisme. La selecció determina que compleix les prestacions, els perfils seran rígids, lleugers, resistents i econòmics.

MATERIAL ELEMENTS MECÀNICS

S'ha seleccionat l'acer inoxidable com a material pels elements mecànics (eixos, rodaments, rodets, cables...) per les seves altes prestacions mecàniques. Les més rellevants són:

-Alta resistència a la ruptura: Els elements mecànics han de ser el màxim de segurs possibles ja que en depèn la seguretat de l'usuari i el correcte funcionament del mecanisme.

-Alta resistència a la corrosió: en ser elements que actuen en contacte amb l'oxigen si es vol que funcionen correctament durant un llarg període de temps és un factor clau,

En la següent imatge del programa CES Edupack es veuen reflectides les propietats mecàniques de l'acer inoxidable.

Propiedades mecánicas

Modulo de Young	ⓘ	189	-	210	GPa
Modulo a cortante	ⓘ	74	-	84	GPa
Módulo en volumen	ⓘ	134	-	151	GPa
Coefficiente de Poisson	ⓘ	0,265	-	0,275	
Límite elástico	ⓘ	170	-	1e3	MPa
Resistencia a tracción	ⓘ	480	-	2,24e3	MPa
Resistencia a compresión	ⓘ	170	-	1e3	MPa
Elongación	ⓘ	5	-	70	% strain
Dureza-Vickers	ⓘ	130	-	570	HV
Resistencia a fatiga para 10^7 ciclos	ⓘ	* 175	-	753	MPa
Tenacidad a fractura	ⓘ	62	-	150	MPa.m ^{0.5}
Coefficiente de pérdida mecánica (tan delta)	ⓘ	* 2,9e-4	-	0,00148	

MATERIAL COBERTA SOLAR

Com s'ha explicat abans, la coberta ha de complir unes condicions d'estanqueïtat i mantenir el mecanisme a resguard de les inclemències meteorològiques i a més a de resistir la força del vent quan el cotxe està en moviment i ha de ser alhora lleugera. Els materials que millor combinen resistència i lleugeresa i que perfectament són aplicables a aquest tipus de cobriments són els polímers. El cost com s'ha remarcat serà un altre factor d'importància per dur a terme la selecció. S'ha escollit el polímer ABS.

Propiedades generales

Densidad	①	1,01e3	-	1,21e3	kg/m ³
Precio	①	* 2,03	-	2,4	EUR/kg
Fecha de primer uso ("-" significa AC)	①	1937			

Propiedades mecánicas

Modulo de Young	①	1,1	-	2,9	GPa
Modulo a cortante	①	0,319	-	1,03	GPa
Módulo en volumen	①	3,8	-	4	GPa
Coefficiente de Poisson	①	0,391	-	0,422	
Límite elástico	①	18,5	-	51	MPa
Resistencia a tracción	①	27,6	-	55,2	MPa
Resistencia a compresión	①	31	-	86,2	MPa
Elongación	①	1,5	-	100	% strain
Dureza-Vickers	①	5,6	-	15,3	HV
Resistencia a fatiga para 10 ⁷ ciclos	①	11	-	22,1	MPa
Tenacidad a fractura	①	1,19	-	4,29	MPa.m ^{0.5}
Coefficiente de pérdida mecánica (tan delta)	①	0,0138	-	0,0446	

Durabilidad: Agua y disoluciones acuosas

Agua dulce	①	Excelente
Agua salada	①	Excelente

Element	Material
Garfi de càrrega	Aliatge d'Alumini 6063-T6
Eix d'ascens	Acer inoxidable AISI 304
Eixos rotació	Acer inoxidable AISI 304
Motor	-
Rodet	Aliatge d'Alumini 1060
Rodament 1	-
Rodament 2	-
Biela	Acer inoxidable AISI 304
Dau lliscant	Acer inoxidable AISI 304
Guia	Acer inoxidable AISI 304
Carril	Acer inoxidable AISI 304
Roda	
Escaire 45x45	Aliatge d'Alumini 6063-T6
Perfil estructural	Aliatge d'Alumini 6063-T6

7. Anàlisi de l'impacte ambiental

Amb l'objectiu de posar un granet de sorra en la lluita contra el canvi climàtic i ser respectuós amb el medi ambient per conservar el planeta per a les generacions futures s'ha tingut en compte les següents consideracions en el disseny.

Es preveu minimitzar les emissions de gasos efecte hivernacle i altres elements contaminants en les fases de fabricació, muntatge i transport.

La idea es promocionar el concepte de la "triple R" al present projecte:

- Reduir: En la generació de residus en el procés de fabricació i muntatge
- Reutilitzar: Per a clients que necessitin el mecanisme de forma temporal s'ha plantejat un disseny robust i d'alta durabilitat que permet comercialitzar-lo en les modalitats de venda i de lloguer perquè pugui ser reutilitzat .
- Reciclar: Al final de la vida útil del producte el producte es 100% reciclable ja que els elements mecànics i estructurals majoritàriament son metalls que es poden fondre.

Finalment cal destacar que el mecanisme pot funcionar de forma sostenible energèticament gràcies a la coberta solar, i alhora aquesta energia es neta i renovable.

Conclusions

El disseny desenvolupat aconsegueix complir en gran mesura els reptes que em vaig proposar a l'inici del projecte. Fruit principalment de la selecció de materials portada a terme i el tipus d'elements mecànics escollits per efectuar els corresponents moviments del mecanisme, aquest estableix les bases per convertir-se en un disseny més lleuger, més econòmic i tant ràpid i funcional com el model de referència del mercat. Així doncs, s'ha assolit un dels objectius generals i bàsics que em vaig proposar al començament com és el de millorar la relació qualitat/preu.

La lleugeresa del disseny s'ha aconseguit gràcies a l'ús de materials amb poca densitat com l'alumini de l'estructura i a concentrar la generació de moviment en un únic motor i un actuador, incorporant els adients mecanismes de transmissió de moviment.

El baix cost també està relacionat amb els materials i elements emprats, per exemple, amb l'ús de rodes enlloc de guies de baixa fricció, perfils normalitzats d'alumini estructural i escaires, evitant ma d'obra i consum energètic en processos de soldadura.

El manteniment de la rapidesa i funcionalitat és degut al tipus submecanismes emprats, i al fet d'escollir materials rígids i resistents als esforços i moviments requerits com l'alumini o l'acer inoxidable.

A nivell de seguretat, requeriments tècnics i dimensionament de components, dels càlculs de tensions, esforços tallants i moments flectors, s'han obtingut factors de seguretat de valors inferiors als límits de forma raonable. Per tant, es pot afirmar que el mecanisme és segur i no hi ha malbaratament de material, és a dir, compleix la normativa vigent i no està sobredimensionat. També compleix els estàndards a nivell de dimensions generals.

Afegir que s'ha millorat la sostenibilitat en el funcionament del mecanisme en no emprar en les unions processos com la soldadura o l'incorporació d'un panell solar a la carcassa.

Esmentar que a nivell acadèmic amb aquest treball he posat en pràctica en el càlcul i selecció de cadascun dels elements i materials coneixements adquirits al llarg d'aquests anys d'estudi. El treball té pinzellades d'assignatures tant diverses dins de l'àmbit de l'enginyeria mecànica com teoria i disseny de màquines, mecanismes, resistència de materials, selecció de materials i estructures.

A més amb el treball he après conceptes nous dins de l'enginyeria i millorat capacitats en la gestió de projectes, i m'he familiaritzat amb la metodologia de disseny i amb els proveïdors, catàlegs i productes del mercat.

També he posat en pràctica coneixements de software adquirits en els estudis i la feina amb el modelatge en 3D i càlcul de tensions i desplaçaments amb Solidworks, la realització d'esquemes amb Autocad i la selecció de materials amb Ces EduPack.

Finament puc afirmar que ha estat una experiència gratificant veure una aplicació tant evident a conceptes adquirits en les matèries cursades, ha donat sentit a problemes d'enginyeria que quan feia determinades assignatures no en visualitzava de forma clara el context. Tot plegat m'ha portat a experimentar un sentiment de autorerealització personal.

Bibliografia

- [1] <https://itv.com.es/normativa-sobre-el-transporte-de-equipajes-en-bacas>
- [2] <http://www.adaptado.es/chairtopper/>
- [3] <https://www.braunability.com/international/personal-use/mobility-aids/chair-topper/>
- [4] <https://frs-cnc.com/ferreteria/perfileria/269/1/perfiles-de-aluminio/pfcanal10/005-505015-detail>
- [5] http://www13.boschrexroth-us.com/Framing_Shop/Product/Default.aspx?Group=101
- [6] <https://frs-cnc.com/images/stories/ftn/clcpf-es.pdf>
- [7] <https://www.blickle.es/es-es/producto/BRA-VPA-50G-274704>
- [8] https://medias.schaeffler.com/medias/es!hp.ec.br.pr/PASE*PASE12-XL
- [9] <http://www.gerardoabajo.com/es/9-manuales-de-uso-y-mantenimiento/7-uso-y-mantenimiento-de-cables-de-acero-normas-generales-de-uso>

[10] <http://www.servicables.com.mx/?sec=caracteristicas-cable-de-acero>

[11] <https://cintatex.es/home/635-cable-de-acero-galvanizado-6x371-5mm.html>

[12] <http://www.directindustry.es/prod/mini-motor/product-19783-469313.html>

[13] <http://www.minimotor.com/spa/productos/motorreductor-coaxial-de-engranajes/motorreductor-coaxial-de-engranajes-de-corriente-continua/pac/cadenas>

[13] https://www.google.es/search?biw=1366&bih=631&tbm=isch&sa=1&ei=EAigW7LrNuXBlwT4jon4DQ&q=bobina+cadena+eslabones&oq=bobina+cadena+eslabones&gs_l=img.3...4639.7659.0.7923.10.10.0.0.0.0.94.826.10.10.0....0...1c.1.64.img..0.0.0....0.PmqV6PPITJw#imgsrc=wTGJ5BWb-IKkzM:

[14] <https://www.hobbytronics.co.za/p/941/linear-rail-sbr-series>

[15] http://www.cid.es/cadenas-de-rodillos-wippermann.html?gclid=EAlaIQobChMIguX_4_O_3QIVROJ3Ch131wppEAMYAiAAEGlvd_BwE

[16] <http://www.directindustry.es/fabricante-industrial/actuador-lineal-61042.html>

[17] <http://www.fullmecanica.com/definiciones/c/1277-coeficiente-de-rozamiento>

[18] http://proyectodescartes.org/ingenieria/materiales_didacticos/estructuras-JS/index.htm



[19]<http://www.minimotor.com/spa/productos/motorreductor-coaxial-de-engranajes/motorreductor-coaxial-de-engranajes-de-corriente-continua/pac/cadenas>

ANNEX A: Catàlegs i documents de suport

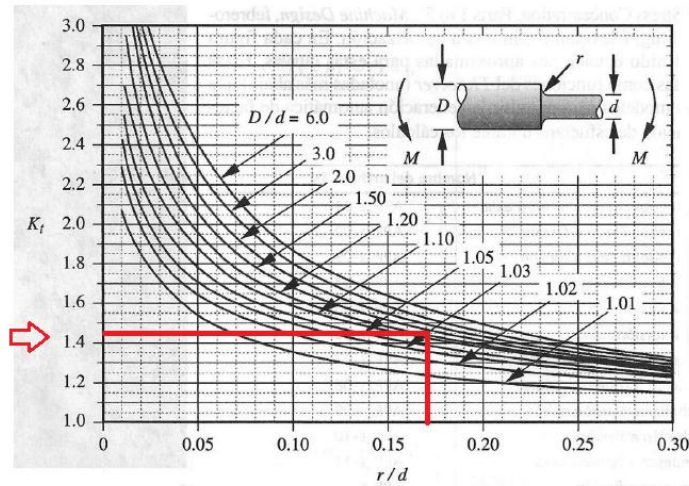


Figura E-2. Factor de concentració de tensions K_t per arbre escalonado sometido a flexión

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

Teoria i Disseny de Màquines i Mecanismes II

Factores modificadores del límit a fatiga

FACTORES MODIFICADORES DEL LIMITE A FATIGA

La expresión que permite determinar la tensión límite para pieza real asociada a una vida de N ciclos es:

$$\sigma_N = \left[k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \frac{1}{K_f} \right]_N * \sigma'_N$$

donde:

- k_a factor de acabado superficial
- k_b factor de tamaño
- k_c factor de tipo de esfuerzo
- k_d factor de temperatura
- k_e factor de confiabilidad
- K_f factor de entalla

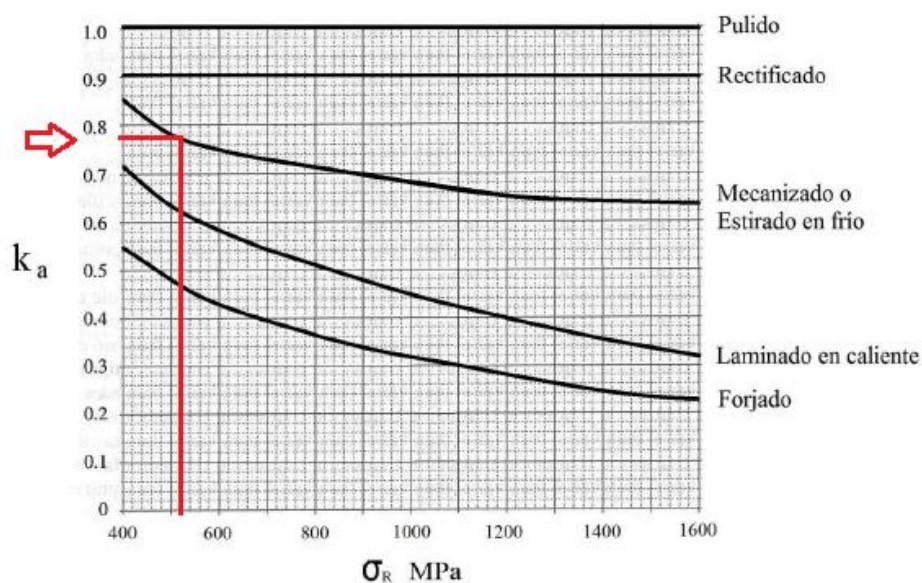
Factor de acabado superficial - k_a 

Figura 1. Factor de acabado superficial para acero

Diseño de ingeniería mecánica 4ª Ed. Joseph E. Shigley. Ed McGraw-Hill

Excepciones:

- Para $N = 10^3$ ciclos, $k_a = 1$

Factor de tamaño – k_b

Para piezas de sección circular a flexión y/o torsión:

\varnothing [mm]	10	15	20	25	30	35	40	45	50
k_b	1	0,93	0,90	0,87	0,85	0,84	0,83	0,82	0,80

Si $\varnothing > 50$ mm entonces $k_b = 0,75$

Para piezas de sección circular a tracción/compresión:

Si $\varnothing < 50$ mm entonces $k_b = 1$

Si $\varnothing > 50$ mm entonces $k_b = 0,75$

En ambos casos, cuando no se trate de una sección circular → sección equivalente.

Excepciones:

- Para $N = 10^3$ ciclos, $k_b = 1$

Factor de tipo de esfuerzo – k_c

$$k_c = \begin{cases} 0,923 & \text{Carga axial, } \sigma_R \leq 1520 \text{ MPa} \\ 1 & \text{Carga axial, } \sigma_R > 1520 \text{ MPa} \\ 1 & \text{Flexión} \\ 0,577 & \text{Torsión y cortante} \end{cases}$$

En cada caso concreto se determinará cuál es el esfuerzo preponderante, teniendo en cuenta:

- 1.- Sólo deben compararse las componentes variables de los esfuerzos.
- 2.- La resistencia del acero a las tensiones tangenciales es aproximadamente la mitad que a las tensiones normales.

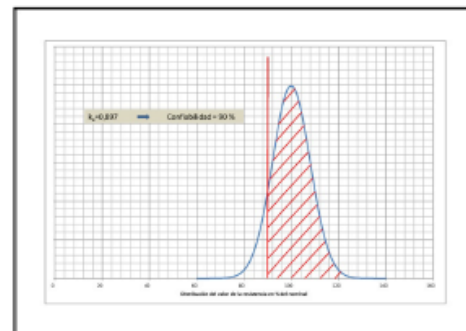
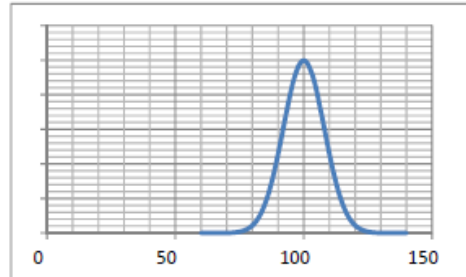
Factor de confiabilidad – k_e

Los datos de resistencia a fatiga asociados a los materiales son valores medios, sujetos a una cierta dispersión estadística.

Los estudios publicados sostienen que dicha distribución se corresponde con una distribución normal con desviación estándar del 8%.

Así, si se utiliza como valor de referencia el valor comunicado (eso sería equivalente a multiplicar el valor comunicado por 1,000) entonces en el 50 % de los casos, el valor de resistencia real del elemento concreto será menor del utilizado en el cálculo.

Si se desea por ejemplo, que en el 90 % de los casos el valor de resistencia real sea superior al de cálculo, debo usar como resistencia de cálculo el resultado de multiplicar la resistencia comunicada por el factor de confiabilidad 0,897



Confiabilidad (%)	k_e
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Factor de entalla – K_f

Se define mayor que uno y por tanto en el producto de factores ha de ir dividiendo.

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

Donde: K_t es el factor de concentración de tensiones y q es el factor de sensibilidad a la entalla

Para ambos factores, la bibliografía ofrece diagramas gráficos y también expresiones matemáticas, que son generalmente obtenidas a partir de los gráficos, por lo que en el presente curso se opta por utilizar preferentemente los gráficos.

Excepciones:

- Para $N = 10^3$ ciclos y material dúctil, $K_f = 1$

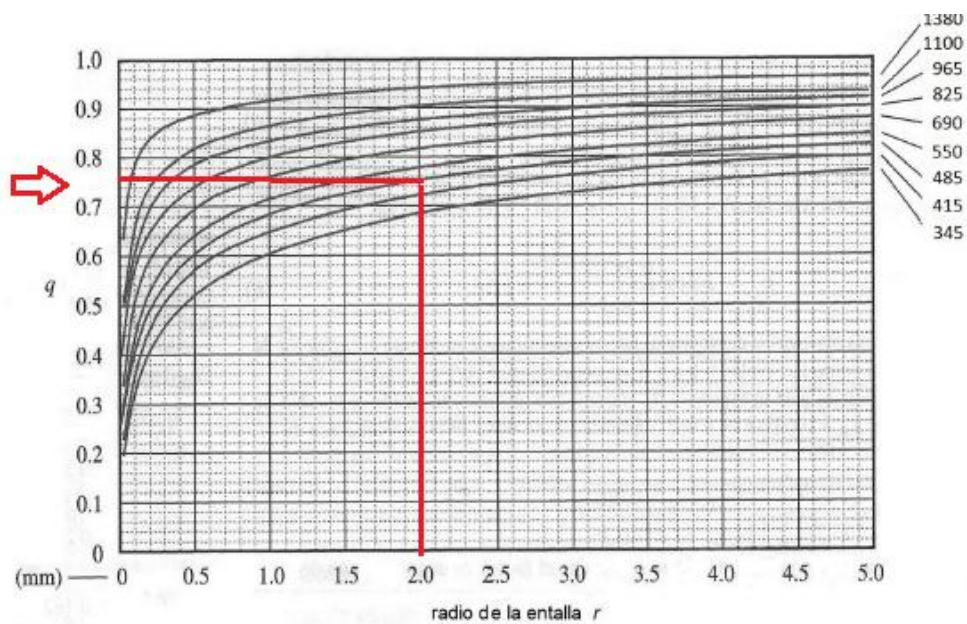


Figura F-01. Factor de sensibilitat a la entalla per aceros

Diseño de elementos de máquinas. Robert L Mott. Ed Pearson-Prentice Hall

ANNEX B: Pressupost

En aquest apartat s'hi ha d'incloure el pressupost desglossat i agrupat per capítols, incloent la mesura dels mitjans emprats i la valoració econòmica dels mateixos (costos d'enginyeria, mà d'obra, materials, etc.).

COST DE COMPONENTS PER UNA UNITAT

Element	Quantitat	Cost
Garfi de càrrega	1	150€
Eix d'ascens	1	100€
Eixos rotació	4	300€
Motor	1	500€
Rodet	2	80€
Rodament 1	1	40€
Rodament 2	1	40€
Biela	2	50 €
Dau lliscant	2	43 €
Guia	2	40 €
Carril	4	20€
Roda marca blickle	8	150€
Escaire 45x45	22	135€
Perfil estructurals 45x45	16	360€
Coberta amb panell solar	1	200 €

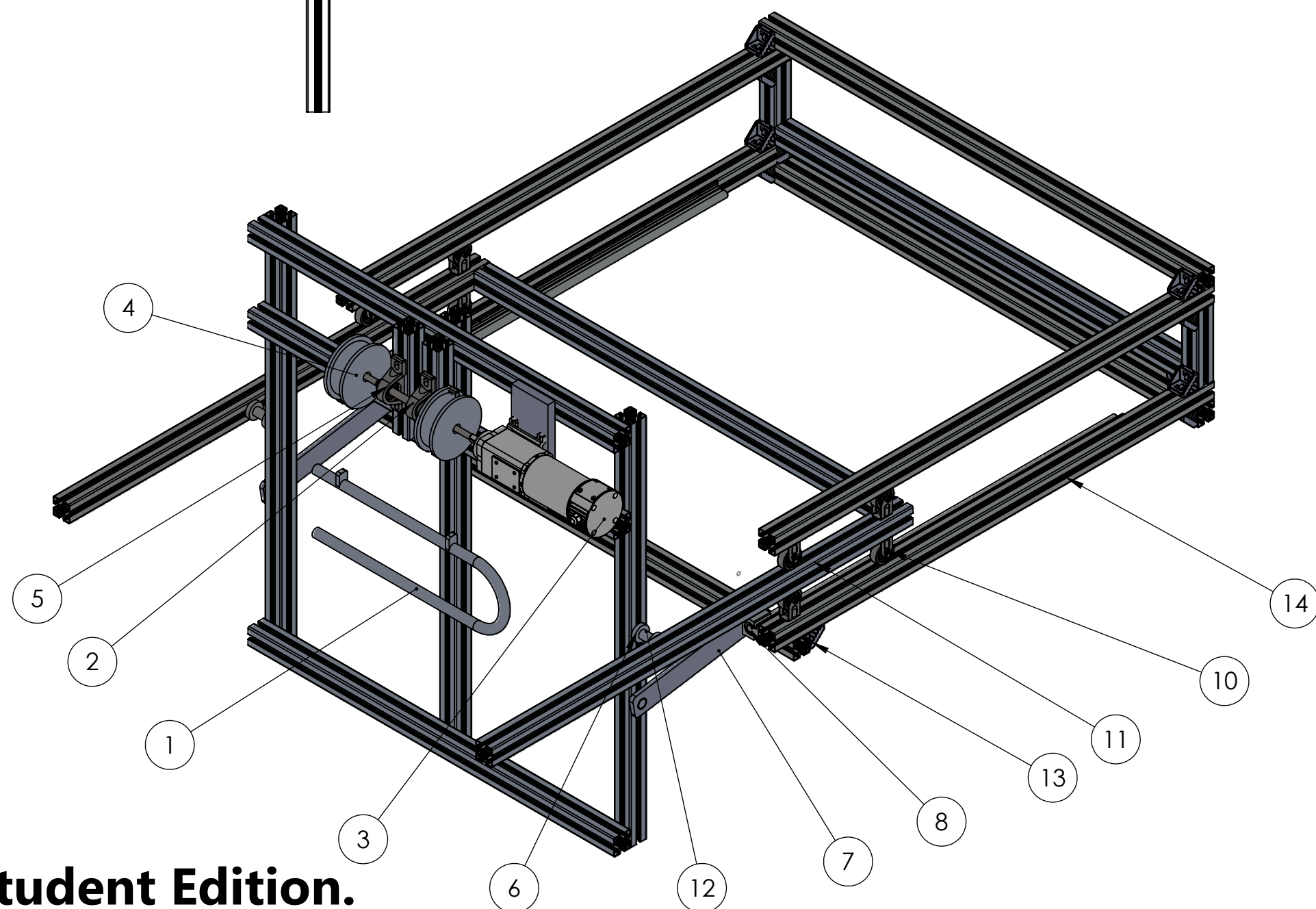
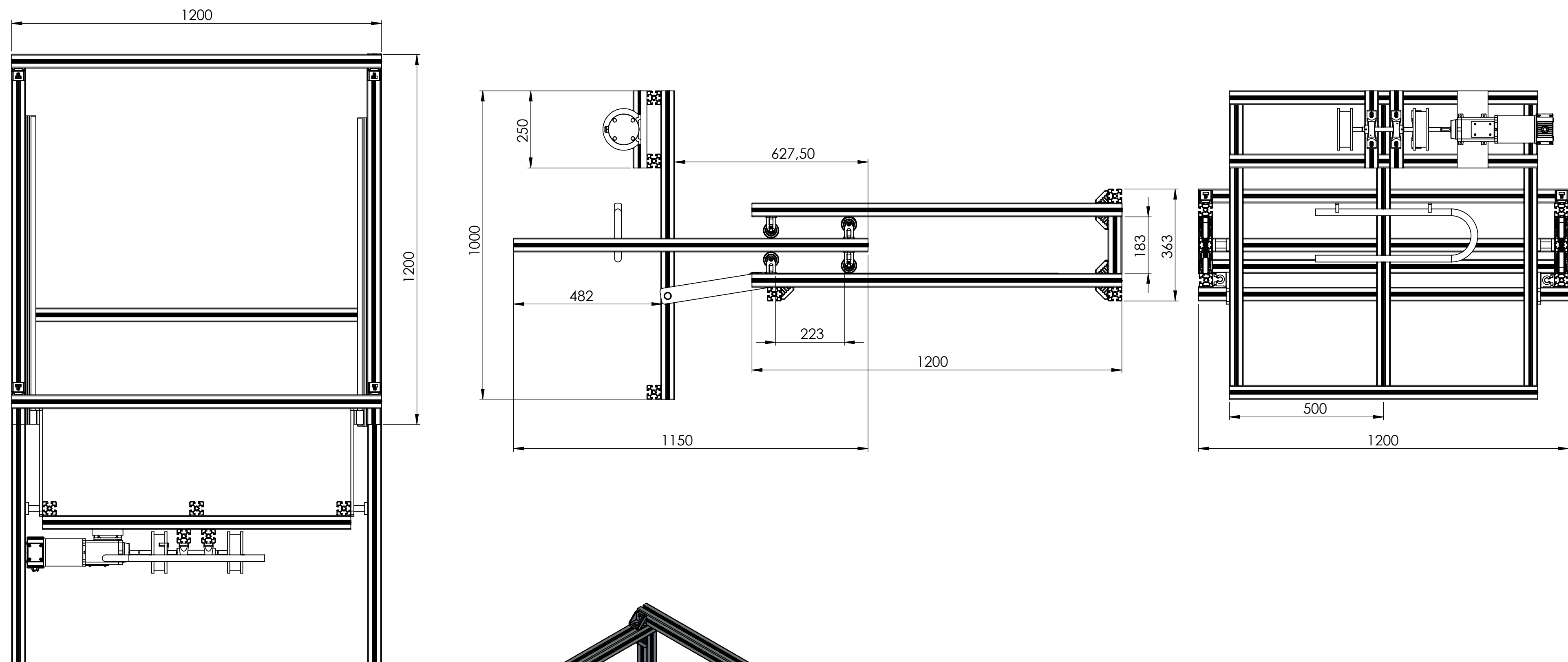
Actuador lineal Festo 600 N	1	500 €
-----------------------------	---	-------

Total cost fabricació producte	2708 €
--------------------------------	--------

COST APROXIMAT DE RECURSOS PER UNA UNITAT

Recursos humans	Quantitat	Cost estimat
Enginyer de disseny	1	2400 €/mes
Enginyer de fabricació	1	2400 €/mes
Enginyer de qualitat	1	2400 €/mes
Operaris	5	7000€ (1400 €/pers)/mes
Total recursos humans		14 200 €/mes
Unitats de mecanisme fabricades per mes	30 unitats/mes	83400€/mes(2708€/unitat)
Fàbrica i oficines (lloguer, energia...)	500m2	4000€/mes
Total components i serveis		87400 €/mes
Cost total		101600€/mes
Total mecanisme		3387 €/unitat

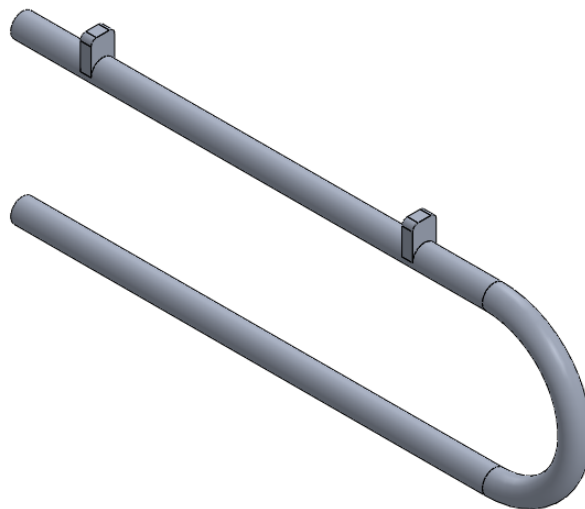
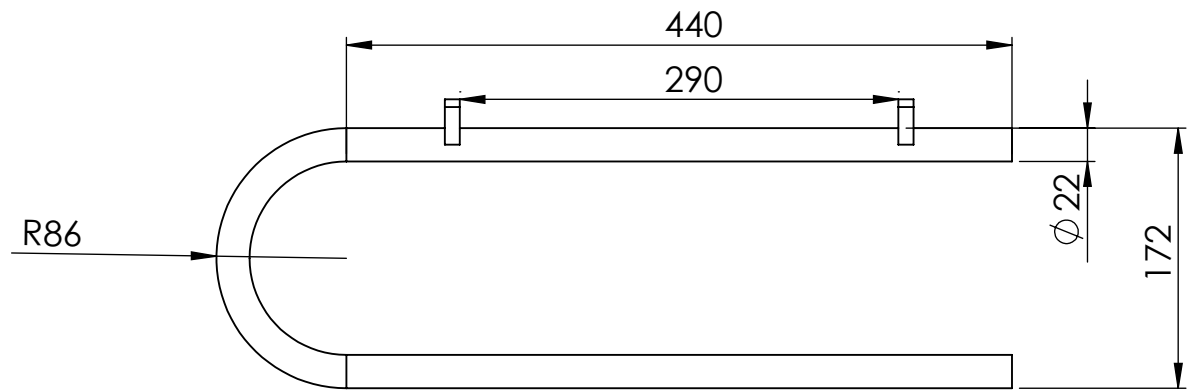
ANNEX C: Plànols



ITEM	DESCRIPCIÓ	MATERIAL	QUANT.
1	GARFI DE CÀRREGA PLÀNOL 1	ALUMINI 6063-T6	1
2	EIX D'ASCENS PLÀNOL 2	ACER INOX AISI 304	1
3	MOTOR	-	1
4	RODET PLÀNOL 3	ALUMINI 6063-T6	2
5	RODAMENT 1	-	2
6	RODAMENT 2	-	3
7	BIELA	-	2
8	DAU LLISCANT	-	2
9	GUIA DAU LLISCANT	-	2
10	RODA BLICKLE	-	8
11	CARRIL RODA	-	4
12	EIX ROTACIÓ	-	4
13	ESCAIRE 45X45	ALUMINI 6063-T4	-
14	PERFIL ESTRUCTURAL 45x45	ALUMINI 6063-T4	-

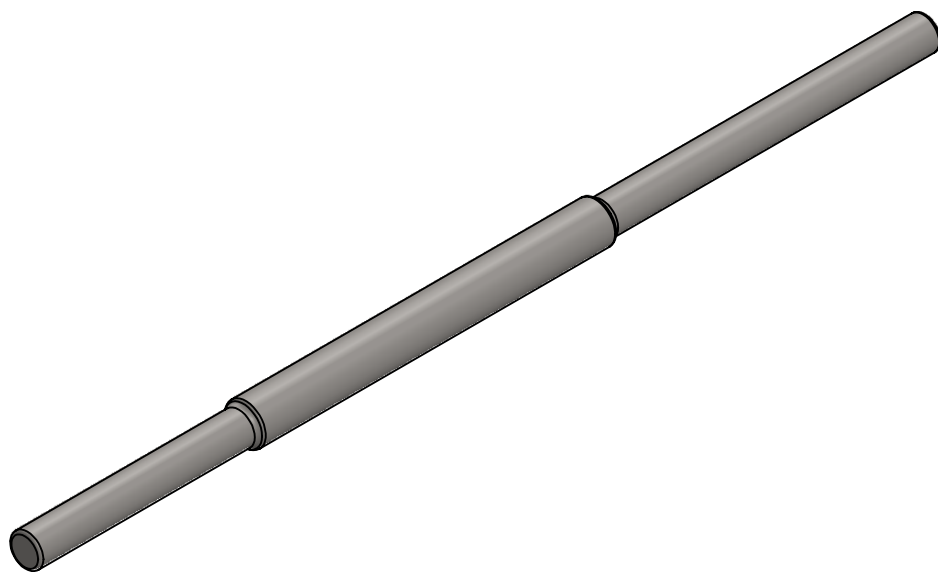
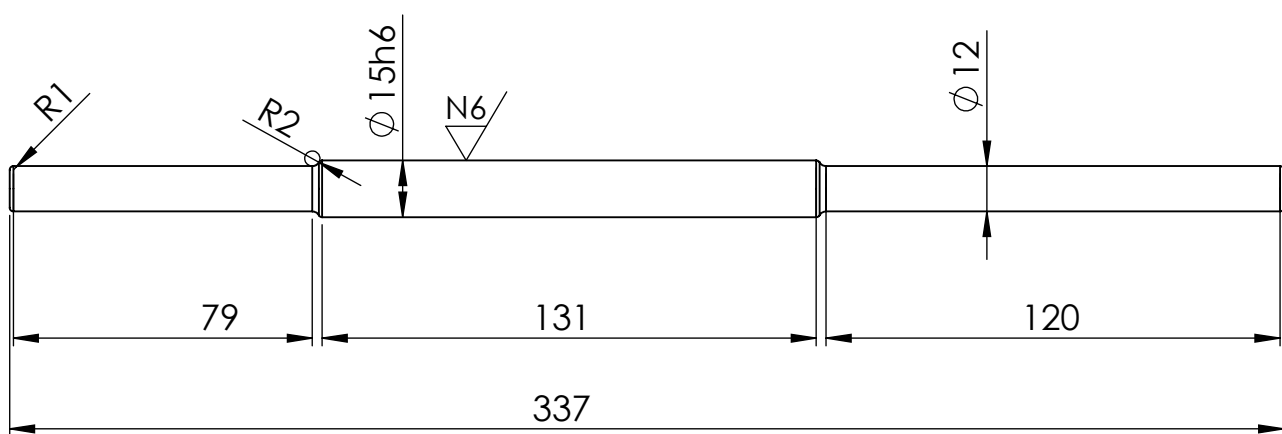
SOLIDWORKS Student Edition.
Solo para uso académico.

ESCALA	DIRECTOR: JESÚS PETREÑAS	EEBE-UPC
1:10	ESTUDIANTE: GERARD GIMÉNEZ	
DATA	CONJUNT GENERAL MECANISME D'EXTRACCIÓ DE CADIRA DE PERSONA AMB MOBILITAT REDUÏDA PER AUTOMÒBILS	PLÀNOL 0
3/10/18		



SOLIDWORKS Student Edition.
Solo para uso académico.

ESCALA 1:5	ESTUDIANTE: GERARD GIMÉNEZ	EEBE-UPC
	DIRECTOR: JESÚS PETREÑAS	
DATA 3/10/18	GARFI DE CÀRREGA MECANISME D'EXTRACCIÓ DE CADIRA DE PERSONA AMB MOBILITAT REDUÏDA PER AUTOMÒBILS	PLÀNOL 1



SOLIDWORKS Student Edition.
Solo para uso académico.

ESCALA 1:2	ESTUDIANTE: GERARD GIMÉNEZ	EEBE-UPC
	DIRECTOR: JESÚS PETREÑAS	
DATA 3/10/18	PLÀNOL EIX ELEVADOR MECANISME D'EXTRACCIÓ DE CADIRA DE PERSONA AMB MOBILITAT REDUÏDA PER AUTOMÒBILS	PLÀNOL 2